SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE R404A YERİNE R452A KULLANILMASININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

DERVİŞ BERAT İLHAN

OCAK 2023

DİYARBAKIR

DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE R404A YERİNE R452A KULLANILMASININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

DERVİŞ BERAT İLHAN

DİCLE ÜNİVERSİTESİ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM-ÖĞRETİM VE SINAV YÖNETMELİĞİNİN BİR PARÇASI OLARAK MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALINDA OLARAK HAZIRLANMIŞTIR

OCAK 2023

DİYARBAKIR

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE R404A YERİNE R452A KULLANILMASININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Derviş Berat İLHAN tarafından Dicle Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin bir parçası olarak hazırlanan bu çalışma, aşağıda bilgileri yazılı jüri üyeleri tarafından değerlendirilerek **Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı**'nda **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Neslihan DALKILIÇ _____
Müdür, **Fen Bilimleri Enstitüsü**

Prof. Dr. Vedat ORUÇ _____
Danışman

Sınav Jürisi:

Prof. Dr. Vedat ORUÇ _____

Doç. Dr. Atilla Gencer DEVECİOĞLU _____

Dr. Öğr. Üyesi Neşe Budak ZiYADANOĞULLARI _____

ONAY

Savunma Tarihi: 23/01/2023

AİLEME…

Dicle Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırlanan bu tez çalışmasında yer alan tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu beyan ederim. Ayrıca, bahse konu bu kural ve ilkelerin gerektirdiği üzere, bu çalışmada özgün olmayan tüm bilimsel içerikleri kurallara uygun biçimde alıntılayıp kaynak gösterdiğimi beyan ederim. Beyanımla çelişen herhangi bir delil bulunduğu takdirde tüm sorumluluğu üstleneceğimi kabul ederim.

Ad, Soyad: Derviş Berat İLHAN

İmza: …….

TEŞEKKÜR

Öncelikle danışmanım Prof. Dr. Vedat Oruç'a ve Doç. Dr. Atilla Gencer Devecioğlu'na çalışmanın daha fikir aşamasından, örnekleme, deney setlerini oluşturma, analizlerin yorumlanması ve tez taslağındaki düzeltmeler konularına kadar gösterdikleri destek ve sabırdan dolayı teşekkür ederim. Jüri üyelerime de bu tezin daha nitelikli bir hale gelmesi için yaptıkları eleştiri ve önerileri için teşekkür ederim.

Ayrıca tez hazırlama aşamasında destek olan değerli aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR vi
İÇİNDEKİLER vii
ŞEKİLLER LİSTESİ viii
TABLOLAR LİSTESİ ix
SİMGELER LİSTESİ x
KISALTMALAR LİSTESİ xi
ÖZET xii
ABSTRACT xiii
1. GİRİŞ 1
1.1 Soğutma Tarihi 1
1.2 Soğutma Makinelerinin Gelişimi 2
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR 5
3. MATERYAL VE METOT 18
3.1 Materyal 18
3.2 Metot 19
3.2.1Yapılan hesaplamalar 23
3.2.2 Toplam eşdeğer ısınma etkisi (TEWI) Analizi 25
3.2.3Verilerin hesaplanması 26
4. BULGULAR VE TARTIŞMA 28
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 35
6. KAYNAKLAR 38
ÖZGEÇMİŞ 42

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1 Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi 4
Şekil 3.1 Deney Düzeneğinin Şematik Gösterimi 21
Şekil 3.2 Soğutma sistemi P-h diyagramı 22
Şekil 3.3 Deney düzeneği 23
Şekil 3.4 Veri Toplama Kartı Görünüşü 24
Şekil 3.5 Soğutucu akışkanları yıllık enerji tüketimi 27
Şekil 4.1 Kütlesel debinin kondenser/evaporatör sıcaklığı ile değişimi 28
Şekil 4.2 Elektrik tüketiminin kondenser/evaporatör sıcaklığı ile değişimi 29
Şekil 4.3 Soğutma kapasitesinin sıcaklıklara göre değişimi 30
Şekil 4.4 Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör sıkıştırma oranıyla değişimi 31
Şekil 4.6 Kondenser/evaporatör sıcaklıkları ile COP değerinin değişimi 32
Şekil 4.7 İzentropik verimin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi 33
Şekil 4.8 Kondenser sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan TEWI değerleri 34

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 3.1 Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm aletleri ve özellikleri 21
Tablo 3.2 R452A ve R404A'nın Fiziksel Özellikleri 25
Tablo 3.3 Yapılan Kabuller 27

SİMGELER LİSTESİ

Simge	Açıklama
β	Elektrik Üretimi Emisyon Katsayısı ($kgCO_2/kWh$)
$h_{e,ç}$	Soğutucu Akışkanın Evaporatörden Çıkış Entalpisi (kJ/kg)
$h_{b,ç}$	Soğutucu Akışkanın Evaporatöre Giriş Entalpisi (kJ/kg)
L	Yıllık Yüzdesel Kayıp Miktarı (Birimsiz)
m	Kütle (kg)
$\dot{m}_{ölçülen}$	Ölçülen Kütlesel Debi (kg/s)
$\dot{m}_{hesaplanan}$	Teorik Hesaplanan Debi (kg/s)
N	Zaman (yıl)
$\dot{n}$	Dakikadaki Devir Sayısı (rpm)
η_v	Volümetrik Verim (Birimsiz)
P	Basınç (kPa)
Pc	Kondenser Basıncı (kPa)
Pe	Evaporatör Basıncı (kPa)
P_c/P_e	Sıkıştırma Oranı (Birimsiz)
T	Sıcaklık (°C)
T_c	Kondenser Sıcaklığı (°C)
T_e	Evaporatör Sıcaklığı (°C)
T_d	Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C)
Q_e	Soğutma Kapasitesi (kW)
υ_{emme}	Kompresör Emme Hattındaki Özgül Hacim (m^3*kg^{-1})
V_{disp}	Kompresör Kurs Hacmi (cm^3/rev)
W_{el}	Enerji Tüketimi (kW)

KISALTMALAR LİSTESİ

Kısaltma	Açıklama
AHRI	İklimlendirme, Isıtma ve Soğutma Enstitüsü
CFC	Kloroflorokarbon
COP	Performans Katsayısı
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
ISO	Uluslararası Standard Organizasyonu
ODP	Ozon Tüketme Potansiyeli
POE	Polyester Yağlar
SC	Aşırı Soğutma
SH	Aşırı Isıtma
TEWI	Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi

ÖZET

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE R404A YERİNE R452A KULLANILMASININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Derviş B. İlhan

Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Bölümü

Danışman: Prof. Dr. Vedat Oruç

Ocak 2023, 57 sayfa

Soğutucu akışkanların ozon tüketme potansiyellerinin ilk kanıtlarının 80li yıllarda keşfedilmesi ile ozon tüketme potansiyeli akademisyenler ve hükûmetler için önemli bir endişe kaynağı oldu. Bu sorunun çözümü için hükümetler Hidroflorokarbonların (HFC) ve Kloroflorokarbonların (CFC) çevreye olan olumsuz etkilerini ortadan kaldırmak için bazı antlaşma ve protokoller imzalamışlardır. Hükümetler HFC ve CFC soğutucu akışkanların kullanımını azaltan veya yasaklayan politikaları takip etmişlerdir. Montreal protokolü 2009'da organize edildi ve yaklaşık 200 ülke tarafından imzalanmıştır. Bu çalışmalar ve diğer protokol ve anlaşmalar sayesinde HFC ve CFC soğutucu akışkanlarının kullanımı ve üretimi azalmıştır ve ozon tabakasında bozulma durmuş bazı iyileşmeler rapor edilmiştir. Fakat soğutma endüstrisinin çevreye olan olumsuz etkileri ozon tüketimi ile sınırlı değildir. Küresel ısınma potansiyeli diğer bir önemli endişe kaynağıdır ve hükümetler yüksek GWP değerine sahip soğutucu akışkanlar için yeni düzenlemeler ve yasaklar getirmektedir. Bu düzenlemelerden biri olan Avrupa F-gaz düzenlemesi GWP değeri 2500'ü aşan soğutucu akışkanların bazı sistemlerde kullanımını yasaklamıştır. Bu çalışmada R452A, R404A için direk yer değiştirilebilir bir alternatif olarak değerlendirilmiştir. 2141 GWP değerine sahip olan R452A, R404A için kısa vadeli bir alternatiftir. Çalışmada soğutucu akışkanların performans verileri bir soğutma sistemi ve iç içe borulu iç ısı değiştirici (IHX) elemanı eklenmiş bir soğutma sistemi için toplanmıştır. Soğutucu akışkanların çevresel etkilerinin karşılaştırılması için toplam eşdeğer ısınma etkisi (TEWI) analizi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Soğutucu akışkan, R452A, R404A-GWP, TEWI, COP

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON USING R452A AS A SUBSTITUTE FOR R404A IN REFRIGERATION SYSTEMS

Derviş B. İlhan

Master of Science in Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Vedat Oruç

January 2023, 57 pages

After the first evidence of ozone depletion caused by refrigerants which are discovered in 80s. Ozone depletion was great concern for governments and academicians. For the solution of problem Governments signed some agreements and protocols to take diminish about CFCs and HFCs negative effects on environment. Governments pursued policy that banned or decreased HFCs and CFCs' use. the Montreal protocol which is organized in 2009 was signed by about 200 countries. Thanks to these and other protocols, agreements, HFCs and CFCs' use and production was reduced and deplation in ozone layer was stopped, and some recoveries was reported. But the negative environmental effects of refrigeration industry is not limited with ozone depletion. Global warming potential (GWP) is another important concern and governments making new laws and bans about refrigerant which has high GWP value. One of these regulations the new F-gas regulations of EU which was banned use of refrigerant which has higher GWP value than 2500 for some refrigeration system. In this study R452A refrigeration is evaluated as a drop-in replacement of R404A in a refrigeration system. R452A which has 2141 GWP values is a mid-term alternative of R404A. In the study refrigerants' performance is obtained in a refrigeration system and refrigeration system with a internal heat exchanger IHX unit. Additionally, TEWI method was used for the compare of environmental effect of refrigerants.

Keywords: Refrigerants, R452A, R404A-GWP, TEWI, COP

1.GİRİŞ

Soğutma, bir maddenin veya bir hacmin sıcaklığının, bulunduğu çevrenin sıcaklığının altına indirilmesi ve orada muhafaza etmek üzere ısının alınması işlemine denir. Geniş kapsamıyla soğutma; ortam sıcaklığının altına düşülmesidir. Önemli insani ihtiyaçlarının korunabilmesi, taşınabilmesi ve hayat konforunun sağlanabilmesi adına iklimlendirmenin ve onun önemli bir parçası olan soğutma modern hayatımız için büyük önem arz etmektedir. Günümüzde soğutma modern soğutma makineleri ile icra edilmektedir.

Günümüz modern soğutma makinelerinde kullanılan en yaygın çevrim buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. Bu çevrim ayrıca Rankine çevrimi olarak da adlandırılmaktadır. Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi kısaca; kapalı bir çevrimde dolaşan bir akışkanın faz değişim özelliklerinin kullanılması ile soğutma yapılmasıdır. Bu kapalı çevrimlerde kullanılan akışkanlara soğutucu akışkan denmektedir. Bir sistem genel olarak kullanılan soğutucu akışkanın özelliklerine göre tasarlanmaktadır.

Soğutma teknik ve teknolojileri modern hayatın her alanında kullanılmaya başlanması ile soğutucu akışkanlarda günlük hayatımızda daha fazla yer almaktadır. Soğutma makinelerinin bu kadar yaygınlaşması ile soğutma makinelerinin çevre üzerindeki etkileri, verimlilik ve performans gibi konular teknoloji ve akademik çevrelerin daha çok dikkatini çekmiş ve bu konu üzerinde yapılan çalışmaların yoğunlaşmasını sağlamıştır. Fakat günümüzde soğutma makineleri ve endüstrisinin yaratığı çevre sorunları hala varlığını sürdürmekte. Bu çalışma ile çevre anlaşmaları ile kontrol altına alınmaya çalışılan çevresel kötü etkilerin önleme çalışmalarına katkı sağlanması hedeflenmiştir. Halihazırda kullanılan yüksek Küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerlerine sahip akışkanlara alternatif bir akışkan öne sürülmüştür.

1.1 Soğutma Tarihi

En ilkel ve en eski soğutma şekli, soğuk yörelerde doğal koşullar tarafından meydana getirilen kar ve buz saklanması, saklanan buz ve karlar sıcak veya ısısı alınmak istenen yerlere koyulmak suretiyle soğutma işlemi gerçekleştirilmesidir. Soğuk mevsimlerde toplanan kar ve buz parçalarının sıcak mevsimlerde kullanılmak üzere saklanılması milattan önce 1000 yılından beri kullanıldığı bilinmektedir. İlk soğutma örnekleri antik

Çin medeniyetinde görüldüğü düşünülmektedir. Donmuş göl ve nehir yataklarından toplanan buz parçaları kuyu ve çukurlarda yaz aylarında kullanılmak amacı ile muhafaza edilmiştir. Antik Romalılar ve Yunanlılar tarafından büyük küp ve testilere su doldurarak toprağa gömülmüş gece soğuyan toprak yüzeyi ile küpler soğumuş, soğuyan küplerden soğuk su ihtiyacı karşılanmıştır. İbraniler, Yunanlar ve Romalılar tarafından Çin medeniyetine benzer yöntem ile büyük saklama çukurları açılıp ve soğuk mevsimlerde bu çukurlara kar ve buz parçaları biriktirilmiştir. Üstünü saman, ot veya ağaç dalları ile kapatılmış buz ve kar parçaları içecekleri soğutmada ve yiyecekleri taze tutmada kullanılmıştır. Mısır ve Hindistan bölgelerinde, bölge halkı tarafından kavanoz ve çömleklerin dışı ıslatılır zamanla çömleklerin dışındaki suyun buharlaşması sayesinde çömlek içindeki içeceklerin soğutulması sağlanmıştır. Gıdaları soğuk tutarak daha uzun süre taze kalmasını sağlamak amacıyla Persliler "Yakhchal" adlı yapıları inşa etmişlerdir. 2.yüzyılda Çin saraylarının soğutulması için yedi adet üç metrelik pervaneler yapılmış insan gücüyle çevrilen pervaneler vasıtası ile soğutma yapılmıştır. Bunlar ve bunlara benzer arkeolojik ve tarihi bulgular bize tarih boyu insanın gerek gıda koruma için gerekse konfor için soğutma teknikleri geliştirmeye çalıştığını göstermiştir. Bu da soğutmanın her çağda insan hayatı için bir ihtiyaç olduğunu göstermektedir.

1.2 Soğutma Makinelerinin Gelişimi

19. yüzyıl içerisinde ilk ticari amaçlı buz küplerinin yapılmış olduğu ve Frederic Tudor tarafından ilk büyük ölçekte buz ticareti yapıldığı görülmüştür. 1755 yılında Glasgow Üniversitesinde Profesör Dr. William Cullen, tarafından ele sürülen eterin, bulunduğu ortamdaki ısıyı özümseyerek buharlaştığını gözlemlemiştir bu gözlemi ve daha sonra bu soğutma prensibi ile çalışan küçük soğutma makinesiyle mekanik soğutmanın ilk örnekleri verilmiştir. Dr. Cullen tarafından yapılan makine basitçe bir kabın üstüne dietil ether pompalanarak dietil eterin kap üzerinde buharlaşması prensibine dayanmaktaydı. Buharlaşan eter çevredeki ısıyı absorbe etmesiyle kap içerisinde buz oluşturulabilmiştir. Fakat bu makine laboratuvar aleti olarak kalmış ve geliştirilememiştir. 1805'te Oliver Evans, tarafından kapalı bir döngü içerisinde sıkıştırılmış eterin kullanıldığı bir soğutucu geliştirilmiştir. Fakat tasarımı yaygınlaşamamıştır. 1834 yılında Jakop Perkins tarafından eter ile çalışan pistonlu bir soğutma makinesinin patentini alınmıştır ve Perkins'in tasarımı buhar sıkıştırmalı

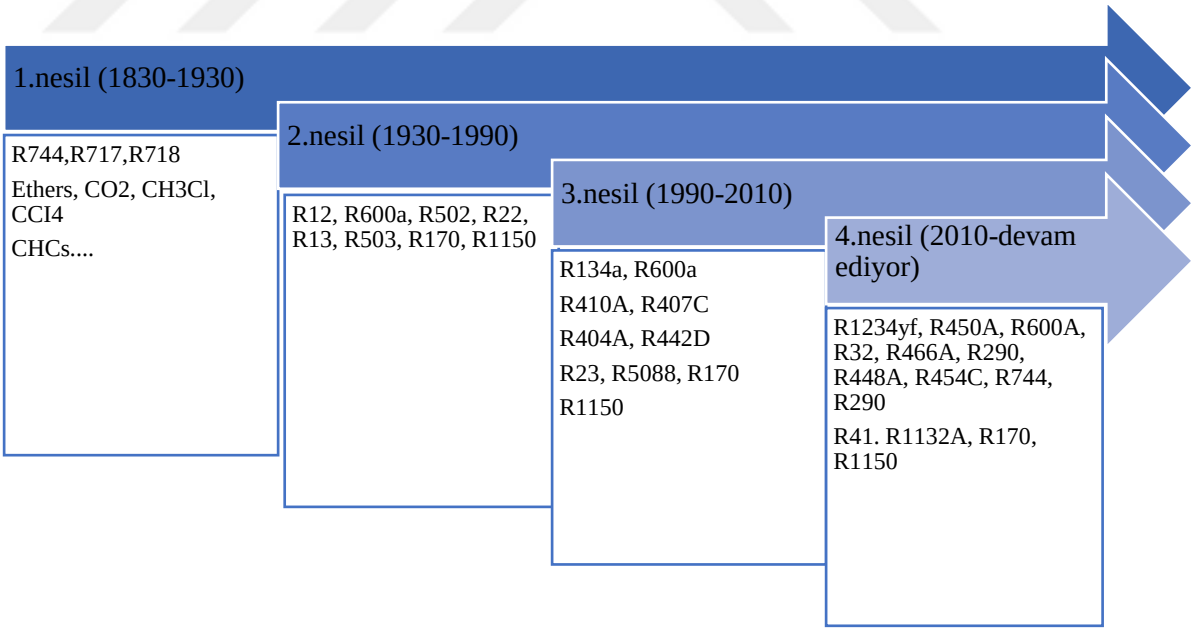
soğutma makinelerin ilk örneği olarak kabul edilmektedir. 1844 yılında John Gorrie tarafından geliştirilen deneysel makinede eter yerine sıkıştırılmış hava kullanılmıştır. 1856 yılında Alexander Twinning, tarafından Gorrie'ye ait olan tasarım ticarileştirilmiştir ardından bu tasarımı James Harrison tarafından geliştirilip et ve soğuk içecek endüstrisinin hizmetine sunulmuştur.

Willis H Carrier'in çalışmaları sayesinde soğutma teknolojilerinin iklimlendirme sektöründe kullanımında önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Carrier yaptığı cihaz ile havayı suyla dolu bobinlerden geçirerek hem hava içerisindeki istenmeyen nemi almış hem de ortam sıcaklığını düşüre bilmiştir. 1933 yılında. Carrier'in kurduğu şirket daha önceki tasarıma kayışla hareket eden bir yoğuşma cihazı; bir fan, bir kontrol ünitesi ve buharlaştırıcı bobin cihazı eklemiştir. Bu eklemeler ile daha verimli bir klima cihazı geliştirilmiştir. 1933 yılında Carrier'in yaptığı bu çalışma ile günümüz modern klimaların çalışma prensipleri birbirine yakındır.

1858 yılında su ve sülfirik asit kullanarak suyu donduran bir absorpsiyonlu soğutma sistemi Carre tarafında tasarlanmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemi; buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde genel olarak kullanılan kompresör ve benzeri mekanik sıkıştırma sistemleri yerine soğutucu akışkan olarak kullanılan maddenin ısı eşanjörleri gibi cihazlar vasıtası ile ısıl enerji kaynaklı sıkıştırılması prensibiyle çalışan sistemlerdir. Ayrıca amonyak Carre tarafından soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Fakat amonyağın kötü kokusu ve zehirleyici özellikte olması soğutma endüstrisinde kullanımını engellemiştir. Franz Winhousen tarafından 1886 yılında tasarlanan ve soğutucu akışkanı karbondioksit olan sistem ile -80°C sıcaklık elde edildi. 1920'li yıllarda freon ve benzeri sentetik akışkanlar geliştirildi. Freon ideal bir soğutucu akışkandı çünkü; düşük vizkozite, kaynama sıcaklığı ve yüzey gerilimine sahiptir. Fakat 1970'li yıllarda yapılan araştırmalar ile freon'un önemli derecede çevre problemlerine yol açtığını ortaya kondu. 1930 yılında yapılan araştırmalar sonucu R-12 gazının bulunması Kloroflorokarbonlar (CFC) soğutucularının temelini oluşturmuştur. Hidrokloroflorokarbon (HCFC) kökenli akışkanların geliştirilmesi ise 1935 yılında R-22 gazının geliştirilmesi ile gerçekleştirilmiştir. 1987'da Uluslararası Montreal Protokolü imzalanmıştır. Bu anlaşma ile yeni bir süreç başlamıştır. Protokolün uygulamaya geçirilmesi adına ülkeler soğutucu akışkanların çevreye

olumsuz etkilerinin önüne geçebilmek amacı ile önemleler almıştır. Bu gelişmeler ve düzenlemeler ozan tüketme potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerinin düşük olduğu akışkanların geliştirilmesi araştırmalarını tetiklemiştir. 1996 yılının başında CFC soğutucu akışkanlarının üretimi kesin olarak durdurulmuştur. 1989 yılında ODP değeri sıfır olan veya sıfıra yakın olan R134a ve R123 Hidroflorokarbon (HFC) kimyasal kökenli soğutucu akışkanlar ve alternatifleri geliştirilmeye başlanmıştır. 1990'lı yıllarda R-22 ve R-502 soğutucu akışkanlarının yerine kullanılabilmek adına ikili ve üçlü alternatif soğutucu akışkan karışımları üzerine çalışmalar başlamıştır. Şekil1.1'de şematik olarak soğutucu akışkanların kronolojik gelişimi özetlenmiştir.

Soğutma teknolojisi ve endüstrisi artık modern insan hayatının bir parçası olmuştur. Yapılan çalışmalar sayesinde soğutma teknolojisindeki gelişmeler hiç durmamıştır. Daha verimli ve çevreci soğutma sistemi geliştirme araştırmalarına her gün yenisi eklenmektedir.



Şekil1.1 Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi

2 ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

(Mota-Babiloni vd., (2014.)) yılında yapılan çalışma ile R404A soğutucu akışkanına alternatif olma potansiyeline sahip altı soğutucu akışkanı buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin içinde dört farklı konfigürasyonundaki performansını teorik olarak incelemiştir. Yapılan simülasyon altı alternatif akışkanın hepsinin bütün konfigürasyonlarda R404A'dan daha iyi performans katsayısı (COP) değerine sahip olduğunu göstermiştir. Yapılan araştırma sonucu en verimli alternatiflerin A2L sınıfı tutuşabilir soğutucu akışkan R455A ve R454A olduğu görülmüştür. Direk enjeksiyonlu konfigürasyonda, evaporatör sıcaklığının -10°C yoğunlaştırıcı sıcaklığının 55°C olduğu durumda R455A'nın COP değerinin R404A ile çalışan sisteme göre %19,51 artığı gözlemlenmiştir. Direk enjeksiyonlu konfigürasyonda evaporatör sıcaklığının -10°C yoğunlaştırıcı sıcaklığının 55°C olduğu durumda R454A COP değerinin R404A'ya kıyasla %20,55 artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Bu soğutucu akışkanların tutuşa bilirlik sınıfları mevcut sistemlerde modifikasyonları gerektirmektedir. A2L sınıfı tutuşabilir soğutucu akışkanları kullanılamayacağı uygulamalar için R448A ve R449A önerilmiştir. Direk enjeksiyonlu konfigürasyonda, evaporatör sıcaklığının -10°C yoğunlaştırıcı sıcaklığının 55°C olduğu durumda R448A'nın R404A'ya kıyasla en iyi COP artış değerinin %14,41 olduğu gözlemlenmiştir. Direk enjeksiyonlu konfigürasyonda, evaporatör sıcaklığının -10°C yoğunlaştırıcı sıcaklığının 55°C olduğu durumda R448A'nın R404A'ya kıyasla en iyi COP artış değerinin %15,33 olduğu tespit edilmiştir.

(Yana Motta vd., (2012.)) tarafından bir soğuk hava deposu uygulamasında R404A soğutucu akışkanına alternatif olabilecek akışkanlar üzerine yoğunlaşan bir çalışma yapılmıştır.

Yapılan çalışmada dış ortam sıcaklığı 35°C, soğuk hava deposunun içi düşük sıcaklık uygulamasında -26°C, orta sıcaklık uygulamasında ise 2°C olarak kabul edilmiştir. Yapılan çalışma verilerine göre R407F soğutucu akışkanı R404A'ya kıyasla %50 daha düşük GWP değerine sahiptir. Yapılan çalışmada R407F ile R404A'nın aynı koşullarda aynı soğutma kapasitesine sahip olduğu görülmüştür. R407F ile çalışan sistemin verimliliğinin orta ve düşük sıcaklık uygulamalarında R404A'ya kıyasla %8 artığı görülmüştür. N40 ticari adlı (R448A) soğutucu akışkanının R404A'ya kıyasla

%65 daha düşük GWP değerine sahip olduğu aynı zamanda sistem verimliliğini %8 arttırmış oluğu soğutma kapasitesinin aynı olduğu görülmüştür. Ayrıca çalışmada L40 adlı yeni geliştirilmiş bir soğutucu akışkana yer verilmiştir, L40; 300 GWP değerine sahip olmasıyla R404A için önemli bir alternatiftir. L40'ın R404A ile çalışan sistemde kullanılması ile yapılan deneyler sonucu sistem verimliliğini %6 arttırdığı gözlemlenmiştir. Fakat L40 soğutucu akışkanın tutuşabilir özellikte olduğu vurgulanmıştır. L40 soğutucu akışkanın güvenli kullanımı için R404A ile çalışan sistem üzerinde değişiklikler yapılması gerektiği ön görülmüştür. Ayrıca R404A ile çalışan sistem üzerinde R407A soğutucu akışkanı denenmiş R404A yerine kullanıldığında orta sıcaklık ve düşük sıcaklık uygulamalarında yaklaşık olarak %6 verimlilik artışı gözlemlenmiştir.

(Bortolini vd., (2015.)) tarafından R404A ve direk alternatifleri üzerine bir araştırma yapılmıştır. Bu araştırmada sabit bir soğutma sistemi düşük sıcaklık (-25,-15°C) orta sıcaklıklarda (-5,10°C) olmak üzere farklı senaryolarda çalıştırılmış R404A yerine R407F soğutucu akışkanı kullanılmıştır, performans verileri toplanmıştır. Oluşturulan bütün senaryolardan alınan COP ve soğutma kapasiteleri sırasıyla R404A, R407F, (1,47; 1297W), (1,51; 1417W) olarak bulunmuştur. Elde edilen sonuçlardan R407F soğutucu akışkanının düşük sıcaklık uygulamalarında R404A ile yakın COP değerlerine sahip olduğu ve soğutma kapasitesini yaklaşık %10 arttırdığı görülmüştür.

(Gao vd., (2022.)) tarafından R404A R407A ve R407F soğutucu akışkanlarını yıl boyu çalışma şartlarında (Avrupa birliği ortalama yaz sıcaklıklarına istinaden dış ortam sıcaklıkları 32, 25, 15 ve 5°C) deneysel olarak incelenmiş ve performans karşılaştırması yapılmıştır. R407A ile yapılan çalışmayla Aylık güç tüketimi, Yaşam döngüsü iklim performansı (LCCP), Toplam eşdeğer küresel ısınma etkisi (TEWI) ve Tüm yaşam maliyeti (LLC) R404a'ya kıyasla sırasıyla %2,5, %2,2, %7,9 ve %7,9 daha düşüktür. R407F kullanıldığında bu değerlerin R404A'ya kıyasla sırasıyla %4,6, %4,2, %11 ve %14,5 daha düşük olduğu görülmüştür. Belirtilen çalışmada R407F soğutucu akışkanının soğuk hava deposu sistemlerinde kısa vadeli alternatif olarak tavsiye edilmiştir.

(Wang ve Amrane, (2014.)) AHRI (Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute) tarafından yapılan Düşük Küresel Isınma Potansiyeli Alternatif Soğutucu Akışkanlar Değerlendirme programının ilk aşamasının sonuçlarını, özetlediği araştırmada R448A (N-40b)'in kullanıldığı buz makinelerinde modifikasyona gerek duyulmadan R404A'nın alternatifi olabileceğini öne sürmüştür. Yapılan çalışmada R448A ile çalışan buz makinesinin soğutma kapasitesinin R404A ile çalışan buz makinesine oranla yaklaşık %3 artmasının yanı sıra enerji tüketiminde ise yaklaşık %3 azalma gözlemlenmiştir.

(Devecioğlu ve Oruç, (2015.)) tarafından termodinamik hesaplamaların bilgisayar ortamında yapılabileceği bir program olan Refprop'u kullanılarak R404A soğutucu akışkanına alternatif olabilecek akışkanları incelenmiştir. İncelenen bütün soğutucu akışkanların GWP değerinin R404A'ya kıyasla daha iyi olduğu ortaya konmuştur. Yapılan hesaplamalar ile R448A ve DR-33 özgül soğutma etkisinin R404A'dan daha iyi olduğu gösterilmiştir.

(Mota-Babiloni vd., (2015.)) Yapılan çalışmada R404A ile çalışan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kısma vanasının ayarlanması haricinde hiçbir modifikasyon yapılmadan R448A kullanılmıştır. Sistem performansı çeşitli evaporatör ve yoğunlaştırıcı ısılarında kaydedilip karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonucu R448A ile çalışan sistemin hacimsel verimlilik az miktarda düşmüş fakat kütlesel debi, soğutma kapasitesi ve elektrik tüketimi daha fazla düştüğü görülmüştür. Deşarj sıcaklığı yüksek olmasına rağmen kritik seviyeyi aşmamıştır. Çalışma sonucu araştırmacı düşük soğutma kapasitesinin daha uzun çalışma süresine neden olduğu tespit edilmiştir dolayısıyla sistemin dondurucu uygulamaları için uygun olmadığını fakat orta sıcaklıktaki soğutma uygulamaları için iyi bir alternatif olabileceği ileri sürülmüştür. Soğutucu akışkanın sistem üzerinde gerekli modifikasyonlar yapılarak tekrar incelenmesi ve kullanılması önerilmiştir.

(Sethi vd., (2016.)) yaptığı çalışma ile R448A ve R455A soğutucu akışkanını R404A yerine tek kapaklı bir dondurucu ve bir soğuk hava deposunda denemiştir ayrıca R448A soğutucu akışkanı kurulu bir market soğutma sisteminde doğal şartlar altında denenmiştir. Tek kapaklı dondurucu ile yapılan testler sonucu R448A soğutucu

akışkanının R404A ile benzer soğutma kapasitesine sahip olduğunun yanı sıra aynı kapasitede enerji kompresör enerji tüketiminin alternatif soğutucu akışkanın kullanıldığı durumda %9 düştüğü gözlemlenmiştir. Aynı şekilde R455A soğutucu akışkanının da R404A ile benzer soğutma kapasitesini %6 daha düşük kompresör enerji tüketimiyle göstermiştir. R448A soğutucu akışkanıyla soğuk hava deposunda yapılan çalışmalarda. Alternatif soğutucu akışkan, R404A ile benzer soğutma kapasitesi performansı göstermiş ayrıca R448A soğutucu akışkanı orta ve düşük sıcaklık şartlarında %4 ila %8 arasında daha yüksek verimlilik göstermiştir. Kurulu market sistemi üzerinde yapılan çalışmayla aynı sistem ve şartlar altında R448A soğutucu akışkanının R404A'ya çok yakın bir soğutma performansı olduğu ayrıca enerji tüketimini %9 ila %20 oranında düşürdüğü gözlemlenmiştir.

(Petersen vd., (2018.)) iki aşamalı bir çalışma yapmıştır. İlk aşamada düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkan incelemelerinde yaygın görüş olan R404A yerine R448A'nın direk olarak kullanılması konusunu bir market soğutma sistemi ile denenmiş ve daha sonra çevresel etki analizi yapılmıştır. Çalışmanın ilk kısmında kuzey orta Amerika da yer alan bir marketin R404A soğutucu akışkanı kullanan merkezi soğutma sisteminde, R404A soğutucu akışkanı boşaltılarak yerine R448A soğutucu akışkanı eklenip direk olarak denenmiştir. Saha çalışmasında R404A ile çalışan orijinal sistem verileri performans hesapları için ağustos ve aralık arasında toplanmıştır. Sistemin çalışma soğutucu akışkanı R448A ile değiştirildikten sonra yeni akışkan şubat ve haziran arasında toplanan veriler kullanılmıştır. Bu sayede ortalama atmosfer sıcaklığı her iki durumda aynı olmuştur. Market iç sıcaklığı 1°C olarak belirlenmiştir. Çalışma ile R404A'nın yerine R448A'nın direk olarak kurulu sistemde yer değişimi sayesinde çevre sıcaklığına bağlı olarak sistem enerji sarfiyatında %9 ila %20 arasında tasarruf sağlandığı görülmüştür.

Deney ve hesaplamalar, mevsimsel ve iklimsel etkiler göz önünde bulundurularak üç farklı şehir için yapılmıştır (Sao Paulo, Atlanta, Şangay). Yapılan üç deney sonucu R404A'nın yerine R448A'nın direk olarak kurulu sistemde yer değişimi ile elde edilen yaşam döngüsü iklim performansı (LLCP) analizi yapılmıştır. R448A'nın R404A'ya kıyasla toplam emisyon değerlerinin Sao Paulo'da %79 Şangay'da %53 ve Atlanta'da %33 düştüğü hesaplanmıştır.

(Deng vd., (2021.)) tarafından güç çevirici üniteye (inverter) sahip olan ve sahip olmayan soğutucu ünitede R404A ve R448A soğutucu akışkanları denenmiştir. Yapılan çalışmada atmosfer sıcaklığı 32, 25, 15 ve 5℃ soğutulan bölgenin sıcaklığı 2 ila 8℃ arasında belirlenmiştir. Yapılan deneyler ve elde edilen sonuçlar neticesinde R448A'nın termal performansını R404A'dan çok az miktarda daha yüksek olduğu görülmüştür. Elde edilen sonuçlar inverter üniteye sahip, R448A soğutucu akışkanının kullanıldığı sistemin en iyi enerji tasarruf değerine (EER) sahip olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca inverter üniteye sahip olmayan sistem üzerinde iki soğutucu akışkanı denendiğinde R448A soğutucu akışkanı ile çalışan sistemin R404A ile çalışan sistemden %14,4 daha iyi bir EER değerine sahip olduğu ortaya konmuştur.

(Altinkaynak, (2021.)) tarafından R404A ile R448A, R449A, R452A soğutucu akışkanları teorik bir soğutma çevriminde ekserji ve enerji analizi ile kıyaslanmıştır. Yapılan çalışma ile soğutucu akışkanların COP değerleri sırasıyla 2.477, 2.467, 2.419, 2.313 olarak hesaplanmıştır. Ekserji verimi ise sırasıyla %20,71, %20,62, %20,22, %19,33 olarak hesaplanmıştır.

(Mota-Babiloni vd., (2018.)) tarafından R454C ve R455A soğutucu akışkanları üzerine bir çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmada sıcak iklime sahip ülkelerdeki buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde R404A soğutucu akışkanının yerine alternatif akışkanlar kullanılmıştır. Ardından sisteme bir ısı değiştirici eklenmiştir. Hem ısı değiştirici ile hem de sisteme ısı değiştiricisi eklenmediği durumdaki soğutucu akışkan performansları değerlendirilmiştir. İncelenen R454C ve R455A, her iki potansiyel alternatif soğutucu akışkanında düşükte olsa tutuşabilir soğutucu akışkan sınıfında olması ve dikkate değer bir ısı kayması göstermelerine rağmen her iki soğutucu akışkanında 147 GWP değerine sahip olmaları ayrıca R404A'dan daha düşük bir kritik sıcaklığa sahip olmaları bu akışkanları önemli birer alternatif olarak öne çıkarmıştır.

Yapılan çalışmada sistemin operasyon sıcaklıkları, yoğunlaştırıcı için 32.0℃, 39.5℃ ve 47.0℃ olarak belirlenmiştir. evaporatör için -30.0℃, -21.5℃ ve -13,0℃ olarak belirlenmiştir. Verilen sıcaklıklar altında R404A ve ona alternatif olarak sunulan iki akışkan R454C ve R455A temel bir soğutma çevriminde test edilmiştir. Test sonuçları

ile alternatiflerden R454C akışkanını kullanıldığı sistemin COP değerinin R404A ile çalışan sistemden %15 daha fazla olduğunu yine alternatiflerden bir diğeri R455A'nın COP değerinin R404A ile çalışan sistemden %15 daha fazla olduğu ortaya konmuştur. Çalışmada R404A'ya alternatif olarak sunulan akışkanlarla çalışan sistemlerle birlikte dahili ısı değiştiricisini kullanımı COP değerini ortalama %4 arttırdığı görülmüştür fakat kompresör çıkış sıcaklığının operasyon limitlerine yaklaştırdığı gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar doğrultusunda iki alternatif soğutucu akışkanda R404A'nın potansiyel alternatif olarak sunulmuştur. Dahili ısı değiştiricisi alternatif akışkanlarla çalışan sistemlerde kompresör çıkış ısısını yükseltmesinden dolayı önerilmemiştir.

(Llopis vd., (2019.)) Çalışmada araştırmacılar bağımsız hermetik bir sistemdeki R404A gazını, bu gaza alternatif olabilecek 4 soğutucu akışkanla (R-454C, R-455A, R457A ve R459B) değiştirmiştir. Araştırmacılar tarafından performans değerleri daha gerçekçi olması ve çevre dostu bir soğutucu akışkan bulmak içini gerçek bir sistemde karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmayla soğutucu akışkanın toplama deposu kullanılmadan yapılan testlerde R404A'ya göre enerji tüketimindeki azalma yüzdesi ve soğutucu akışkan kütlesi şöyledir; 2.07% R-454C (1100 g), 10.76% R-459B (1460 g), 10.48% R-457A (1500 g) ve 2.95% R-455A (1600 g). Soğutucu akışkan toplama deposu kullanıldığında sonuçlarda ufak iyileşmeler olmuştur 2.45% R-454C (1400 g), 11.55% R-459B (1500 g), 10.69% R-457A (1600 g) ve2.9% R-455A (1800 g). Kompresör çıkış sıcaklık ve basınçlarının R404A'ya yakın olması ile de kullanılan soğutucu akışkanların R404A'ya alternatif olabileceği öne sürülmüştür.

(Citarella vd., (2022.)) tarafından soğutucu akışkan tipinin etkilerini de göz önünde bulundurarak 2,5 KW güce sahip ticari bir soğutma ünitesi için olası tasarım seçenekleri öne sürülmüştür. Farklı lokasyonlarda (İtalya, Fransa ve Almanya) yapılan testlerde kompresör ve ısı eşanjörü için gerçek ve güncel değerler kullanılmıştır. Veriler "Kar öncelikli maliyet ve performans analizi" tekniği kullanılarak değerlendirilmiştir.

Yapılan analiz sonucu optimum konfigürasyon ile COP analizi yapılmıştır R449A'nın R404A'dan %2 daha düşük bir COP değerine sahip olduğu R452A'nın %1 daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Toplam eşdeğer küresel ısınma etkisi (TEWI) analizi üç farklı

noktadaki koşullara göre yapılmıştır. R455A, R454C, R404A, R452A ve R449A'nın TEWI değerleri İtalya'da sırasıyla 38.2, 35.7, 39.7, 37.0, 35.7 Almanya'da 47.3, 44.4, 48.0, 45.3, 44.0 Fransa'da 8.8, 8.2, 13.0, 10.5, 9,3 olarak hesaplanmıştır. Yapılan çalışma sonuç R449A ve R452A soğutucu akışkanlarının R404A soğutucu akışkanına kısa vadede kullanılabilecek bir alternatif olduğu görülmüştür. GWP değeri 150'nin altında olan soğutucu akışkanlardan R454C'nin 2.49 COP değeriyle R404A'ya daha yakın bir performans gösterdiği gözlemlenmiştir.

(Makhnatch vd., (2017.)) Yapılan çalışma ile orta soğutma (-9,-5℃) uygulaması yapılan bir market dolaylı soğutma sisteminde R404A yerine R449A soğutucu akışkanını kullanılmıştır. Yapılan deney sonucu sistemin COP değerinde %9-%12 bir gelişme olmuştur. Soğutma kapasitesinde %3 azalma olduğu gözlemlenmiştir. Araştırma sonucu R449A'nın hafif değişikliklerle R404A yerine kullanılabileceği öne sürülmüştür. Sistemin yenide düzenlenerek daha yüksek enerji verimliliğine ulaşılabileceğinin altı çizilmiştir.

(Minor vd., (2016.)) Araştırma ile R404A soğutucu akışkanı ile çalışan bir ticari dondurucu sisteminde, soğutucu akışkan olarak R454C akışkanını denenmiştir. Yapılan çalışmada soğutma kapasitesinde R404A'ya kıyasla ufak bir düşüş, COP değerinde %7'lik bir artış gözlemlenmiştir. Ayrıca enerji tüketiminin bir miktar arttığını fakat kullanılması gereken akışkan miktarının %5 azaldığı ortaya koyulmuştur. R454C gazı 146 GWP değerine sahip orta tutuşabilir sınıfta bir soğutucu akışkan olmasına rağmen R404A'ya kıyasla GWP değeri yaklaşık %96 düşüktür. Bu özellikler göz önünde bulundurularak R454C yüksek miktarda akışkan gerektirmeyen uygulamalar için alternatif olabileceği öne sürülmüştür.

(Mostafa vd., (2021.)) Tarafından R454C soğutucu akışkanının R404A ya alternatif olarak performansını değerlendirebilmek adına deneysel bir soğuk oda düzeneği hazırlanmıştır. R454C soğutucu akışkanı A2L güvenlik sınıfında olmasında rağmen 146 GWP değerine sahip olması ve R404A ile benzer termal özellikler göstermesi sebebiyle alternatif olarak öne sürülmüştür. Soğutucu akışkanın performansını daha geniş olarak ortaya koymak için testler farklı yoğunlaştırıcı ve evaporatör

sıcaklıklarında tekrarlanmış ayrıca soğuk odanın farklı miktar ürün barındırdığı dolayısı ile farklı ürün soğutma yükleri içinde simülasyonlar yapılmıştır.
Yapılan çalışma sonucu; R454C soğutucu akışkanı ile doldurulmuş sistem, soğuk odayı istenilen sıcaklığı ulaştırması %23,1 daha kısa sürede olduğu gözlemlenmiştir. Bütün soğutma derecelerinde R454C'nin R404A'a ya oranla %20 daha az kompresör gücü gerektirdiği tespit edilmiştir. Sistemin COP değeri yaklaşık %10,8 artmıştır. Kompresör çıkış sıcaklığı %4,5 artmıştır ayrıca enerji tüketiminin %20,6 arttığı gözlemlenmiştir.

Araştırmacılar bu çalışmayla R454C'nin daha iyi performansa sahip olduğunu ortaya koymuştur. GWP değeri düşük olsa da enerji tüketimindeki artış göz önünde bulundurularak daha geniş bir çalışma yapılması önerilmiştir.

(Devecioğlu ve Oruç, (2021.))'un yaptığı çalışma ile R404A yerine R454C gazının kullanılabilirliği deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada iki farklı evaporatör sıcaklığı (-4°C ve +4°C) ve iki farklı kondenser sıcaklığı (30°C ve 50°C) kullanılmıştır. Her iki kondenser sıcaklığında da R404A'nın elektrik tüketimi R454C'den yaklaşık %14 yüksek olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca R454C'nin COP değeri R404A'dan ortalama %10 fazla olduğu tespit edilmiştir. R454C'nin kullanılmasıyla, sistemde dolaşan kütlesel debi değerinde azalma olmuştur. R454C'nin güç tüketimi R404A'dan ortalama %15 daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Alternatif karışımın kompresör çıkış sıcaklıkları R404A'dan yüksek olmakla birlikte, bu kompresör çıkış sıcaklığı R454C'nin çalışma koşulları için uygun olduğu görülmüştür.

Hesaplanan TEWI değeriyle, R454C kullanılmasıyla CO_2 emisyonlarında önemli azalmalar olduğu görülmüştür. R454C'nin ekserji verimi R404A'dan yaklaşık %10-%15 daha yüksek bulunmuştur. Sistemde hiçbir değişiklik yapılmadan R404A'ya alternatif olarak R454C kullanılması mümkün olabileceği görülmüştür.

R407H 1495 GWP değerine sahip A1 ve L1 güvenlik sınıfına sahip bir soğutucu akışkandır. Bu özellikleri onu R404A yerine kullanılabilecek alternatif soğutucular içinde öne çıkmasına sebep olmuştur.

(Llopis vd., (2017.))'nın yaptığı çalışma ile ticari amaçlı düşük sıcaklık uygulaması yapan doğrudan genleşmeli buhar sıkıştırma sisteminde R404A soğutucu akışkanın yerine R407H akışkanının kullanımını hem teorik hem de deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucu orta sıcaklıklı ve düşük sıcaklıklı uygulamalarında nominal %16-%15 COP artışı gözlemlenmiştir. Ayrıca aynı sıcaklık aralığında nominal %1-%4 soğutma kapasitesinde artış olmuştur. R407H soğutucu akışkanı R404A ile çalışan birçok sistemde hiçbir değişikliğe ihtiyaç duyulmadan kullanılabilmiştir. Özellikle düşük sıcaklık uygulamalarında R404A için alternatif olarak öne sürülmüştür.

(Rydkin vd., (2018.)) tarafından yapılan çalışma ile R404A ve R22 soğutucu akışkanlarının performansı R407H akışkanın performansı ile kıyaslanmıştır. Yapılan bu çalışmada evaporatör sıcaklığı iki farklı durumda test edilmiştir; orta sıcaklık uygulaması (-4℃) ve düşük sıcaklık uygulaması (-30℃), yoğunlaştırıcı 25℃ ve 35℃ olarak belirlenmiştir.

R407H, A1 güvenlik sınıfı ve 1380 GWP değerine sahiptir. Orta sıcaklık uygulamasında yoğunlaştırıcı sıcaklığı 25℃ olduğu COP değerinin %8 artığı öte yandan 35℃'de COP değerinin yaklaşık %3 düştüğü gözlemlenmiştir. Düşük sıcaklık uygulamasında yoğunlaştırıcı sıcaklığı 25℃ COP değerinin %6 artığı ve 35℃'de COP değerinin yaklaşık %3 artığı gözlemlenmiştir. Çalışma sonucu elde edilen verilerle R407H, R404A yerine alternatif olarak öne sürülmüştür.

(Mauro vd., (2018.)) tarafından mono blok klimalarda R404A yerine R452A ve R407H soğutucu akışkanlarını kullanılarak performans karşılaştırması yapılmıştır. R404A yerine R407H kullanıldığı durumda sistemin enerji verimlilik oranı %4 artmıştır. Fakat soğutma kapasitesi %5 düştüğü görülmüştür. R452A'nın kullanıldığı sistemde ise enerji verimlilik oranı %4 artmış soğutma kapasitesi %6 azaldığı görülmüştür. Her iki alternatif akışkanının kullanıldığı sistemde de kompresör çıkış ısısı yükseldiği fakat yükselme operasyon limitleri içinde kaldığı tespit edilmiştir. Enerji verimlilik oranındaki artış ve düşük GWP değerleri göz önünde bulundurularak iki akışkan hakkında daha fazla araştırma yapılması önerilmiştir.

(Oruç vd., (2018.)) tarafından yapılan çalışma ile R442A ve R453A soğutucu akışkanlarını R404A yerine bir buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde kullanılmıştır. Test edilen alternatif soğutucu akışkanların GWP değerleri R404A'ya kıyasla sırasıyla %52 ve %55 daha düşük olduğu görülmüştür, yanıcı değillerdir, aynı kompresör yağıyla çalışabilmektedirler ayrıca mevcut olan sisteme yapısal bir ekleme gerektirmemişlerdir. Deneyeler evaporatör sıcaklığı (-6,-3 ve 0°C) yoğunlaştırıcı sıcaklıklarında (35,40 ve 45°C) gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucu üç yoğunlaştırıcı sıcaklığı içinde en yüksek enerji tüketimi R404A ile çalışan sistem en düşük enerji tüketimi R453A ile çalışan sistemde görülmüştür. Yapılan ölçümler ile R452A ve R453A'nın soğutma kapasitesinin R404A'nın soğutma kapasitesi miktarından sırasıyla yaklaşık %1, %8 daha büyük olduğu gösterilmiştir. COP değerleri R404A ile kıyaslandığında ise R442A'nın %5 ila %12 arasında R453A'nında %10 ila %14 arasında daha iyi bir değere sahip olduğu görülmüştür.

(Oruç vd., (2020.)) tarafından R404A'nın olası alternatifi R442A soğutucu akışkanını tek kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde kullanıldığı bir çalışma yapılmıştır. Ayrıca sisteme iki farklı tip (plakalı tip, borulu tip) dahili ısı eşanjörü sistemde denenmiş sistem performansı altı farklı sistem içinde değerlendirilmiştir. Test koşulları evaporatör -5 ve 0°C, yoğunlaştırıcı sıcaklığı 30 ve 50°C olarak ayarlanmıştır. Soğutma kapasitesinde dahili ısı eşanjörünün kullanılmadığı duruma göre, plakalı tip ile %9 boru tipi ile %14,3 artış sağlandığı görülmüştür. R404A yerine R442A soğutucu akışkanın kullanıldığı durumlarda ise soğutma kapasitesinde ortalama %13 artış görülmüştür. Herhangi bir dahili ısı eşanjörünün sisteme eklenmesi kompresörün tükettiği enerjiyi düşürdüğü görülmüştür. Plakalı tip ısı eşanjörü kullanılarak en düşük enerji tüketimleri elde edilmiştir. R442A'nın sistemde kullanılması da test edilen durumlarda tüketilen enerji miktarını azaltmıştır. Plakalı tip ısı eşanjörü kullanılarak COP değerinde ortalama %9.7 ilerleme kaydedilmiştir bunun yanı sıra R442A'nın kullanılması bütün durumlarda sistem COP değerini arttırdığı tespit edilmiştir.

(Saengsikhiao vd., (2020.)) REFPROP ve saf soğutucu akışkanların veya karışımlarının performanslarının simüle edilebildiği CYCLE_D-HX programlarını

kullanarak R463A soğutucu akışkanının R404A soğutucu akışkanı yerine kullanıldığı bir simülasyon tasarlamış ve teorik olarak performanslarını karşılaştırmıştır. Bu karşılaştırmada Hava koşullandırma, ısıtma ve soğutma enstitüsü AHRI540 standartları kullanılmıştır. Standart bir bakkal dükkânı düşünülerek yapılan teorik çalışmayla şu sonuçlar elde edilmiştir; her beş bakkal dükkânı için %7,9 enerji tasarrufu sağlanmıştır. GWP değerinin %70 düştüğü bu karşılaştırmada ayrıca soğutma kapasitesinin yaklaşık %63 ve COP değerinin %12,5 arttığı hesaplanmıştır.

(Cabello vd., (2021.)) yaptığı çalışmada R404A ile çalışan ticari soğutma merkezinde R468A soğutucu akışkanı R404A yerine kullanılmıştır. Uluslararası standardizasyon organizasyonun ISO 23953-2:2015 standartları kullanılarak ürün sıcaklığı -20 ℃ seçilmiş dış ortam sıcaklıkları is 20, 30 ve 40 ℃ olarak seçilmiştir. R404A ile çalışan sistem üzerinde hiçbir değişiklik yapılmadan R468A ile çalıştırıldığında Kompresör çalışma süresinin %16 arttığı fakat bu süre içerisinde enerji tüketiminin %14 azaldığı gözlemlenmiştir.

(Li, (2017.)) soğuk hava tertibatlı bir kamyonun soğutma sisteminde R404A yerine R452A soğutucu akışkanını kullanmıştır. R452A'nın R404A yerine kullanıldığı soğuk gıda taşıma sisteminde yaklaşık %5-15 arasında karbon emisyonunda düşüş görülmüştür. Çevre sıcaklığının 32°C'den 15.5°C'ye düşürülmesiyle R452A ile çalışan sistemin R404A ile çalışan sisteme kıyasla karbon emisyonunda taze gıda için %60'lık bir düşme ve donmuş gıda uygulamasında %39'luk bir düşme gerçekleştiği hesaplanmıştır. Her soğutma cihazı kendisini oluşturan parçalarda zamanla veya üretiminde oluşan küçük delik veya çatlaklara sahiptir. Soğutucu akışkan gazlar genellikle uçucu yapıya sahiptirler ve mikro boyuttaki çatlak veya deliklerden sızıntı yapabilirler. Bu sızıntılar soğutucu akışkanların çevre etkileri incelenirken göz önünde bulundurulması gereken önemli bir etkenlerdir. Bu yüzden üreticiler veya araştırmacılar tarafından bu etkinin hesaplanabilmesi adına cihaz veya sisteme bir katsayı verilir buna yıllık sızıntı oranı (ALR) denir. Çalışmada sistemin ALR katsayısının 0,25'ten 0,1'a düşürülmesi halinde taze gıda için yılık emisyon değerinde %13'lük bir düşme, donmuş gıda uygulamasında yılık emisyon değerinde %4'lük bir düşme gerçekleştiği hesaplanmıştır. Gıda ürünlerinin soğutma sıcaklıklarının yani

sistemin evaporatör sıcaklığının -23°C yerin 10°C seçilmesi durumunda emisyon değerinin %80'in üzerinde azaldığı gözlemlenmiştir.

(Dwinanto vd., (2021.)) saf soğutucu akışkanların veya karışımlarının performanslarının simüle edilebildiği "CYCLE_D-HX" programını kullanarak R290 ve R600a soğutucu akışkanlarını performansını R404A ve R507A soğutucu akışkanları ile kıyaslamıştır. Akışkanlar teorik olarak buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ile çalışan üflemeli soğutucuda kullanılmıştır. Yapılan çalışmayla sistemde R290 ve R600a'nın kullanımının kompresör güç tüketimini sırasıyla %10,97 ve %12,61 (en düşük evaporatör sıcaklığında) düştüğü ayrıca COP değerinin sırasıyla %12,31 ve %14,39 (en düşük evaporatör sıcaklığında) daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Yapılan çalışma kullanılan alternatif gazların yanıcılığı R404A ve R507A soğutucu akışkanlarından daha yüksek olsa da gerek termal gerekse çevresel performanslarının dikkate değer olduğunun altı çizilmiştir.

(Ramaube ve Huan, (2020.)) tarafından yapılan çalışmada R290 soğutucu akışkanını R404A soğutucu akışkanın yerine kullanılmıştır. Yapılan çalışmada görülmüştür ki, R290 kullanılarak sistemin soğutma kapasitesinde %28,2 artış olmuştur ve COP değeri sistem içerindeki soğutucu akışkan miktarının 1200 g olduğu durumda R404A'ya göre %54 artmıştır ayrıca ölçülen güç tüketiminde %4,4'lük bir düşüş sağlanmıştır. Konu üzerine yapılan çalışmalar ve makaleler incelendiğinde R404A'ya alternatif bir çözüm bulma çalışmalarının hızla ilerlediğini fakat sonuçlanmadığı gözlemlenmektedir. Kullanılacak soğutucu akışkanın özellikle mevcut sistemlerinde değiştirilebilmesi için sistem içinde bir değişiklik yapılmadan kullanılabilmesi gerekmektedir. Seçilecek alternatifin zehirleyici ve kolay yanıcı olmaması gerekmektedir. Ayrıca ticari olarak kolay bulunabilirliği ve ekonomik olması da önemli kriterlerdir. Bütün bu özellikler göze alındığında çok düşük GWP değerine sahip gazlarının hiçbirinin tek başına kriterleri karşılamadığı gözlemlenmiştir. Soğutucu akışkanların çevresel etkilerinin azaltılabilmesi kademli olarak GWP değerlerinin azaltılarak sağlanabileceği düşünülmüştür.

R452A zehirleyici olmayan, kolay tutuşmaz ve kokusuz bir gazdır. R404A'nın 3922 GWP değerine karşın R452A'nın GWP değeri 2141 dir. R452A'nın sahip olduğu bu

özellikler göz önüne alındığında kısa vadede ve orta vadede R404A'ya iyi bir alternatif olabileceği düşünülmüştür. R452A üzerine yapılan çalışmalarda R452A'nın bir soğutma sisteminde R404A yerine kullanımı üzerine yeterli çalışma olmadığı görülmüştür.

3.MATERYAL VE METOT

3.1 Materyal

Halokarbonlar; birleşiminde bir veya birden fazla halojen (iyodin, bromin, flor ve klor) atomu ile karbon atomlarının kovalent bağ yaptırılarak sentezlenmiş maddelerdir. 1928'den beri çeşitli endüstrilerde kullanılmak üzere üretilmektedirler.

Kloroflorokarbonlar (CFC) yapılarında hidrojen barındırmazlar. 1930'lu yıllarda sülfür dioksit ve amonyak gibi zehirleyici veya kötü kokulu gazların endüstri içirişindeki yerlerini almak üzere geliştirildiler. Uygulama kolaylıkları, zehirleyici olmamaları ve kolay tutuşabilir özelliklerinin olmaması kısa zaman yaygınlaşmaları ile sonuçlandı. Çevreye olumsuz etkilerinden dolayı kullanımı azaltıldı ve yasaklandı.

Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) kloroflorokarbonlardan farklı olarak yapılanlarında hidrojen atomunu da bulundururlar. Yapılarındaki hidrojen sayesinde atmosferde daha kısa sürede çözünebilirler. Atmosferde kısa sürede çözünseler de yapılarındaki klor atomlarının bir miktarı yinede ozon tabakasına ulaşmaktadır. HCFC'ler CFC'ların çevresel etkilerini azaltma çalışmaları sonucu ortaya çıkmıştır. Fakat kullanımları ozon tabakasındaki incelmeyi durduramamıştır.

Hidroflorokarbonlar (HFC) R404A'nın da içinde bulunduğu bu bileşikler yapılarında klor atomu bulundurmazlar ve içerdikleri hidrojen atomu nedeniyle ozon tabakasına ulaşamadan atmosfer içinde çözünürler. Bu özellikleri ile Hidroflorokarbonların kullanımının yaygınlaşması ozon tabakasındaki incelmenin önüne geçmektedir. Fakat çalışmalar göstermiştir ki soğutma sistemlerinde kullanılan veya başka endüstrilerde kullanılan soğutucu akışkan maddelerin doğaya olumsuz etkileri ozon tüketmeleri ile sınırlı değildir. Büyük oranda emisyondan sorumlu olmakla birlikte içerdikleri ağır gazların atmosfere salınması sera etkisi yaratmaktadır.

İdeal soğutucu akışkan geliştirme çalışmaları saf soğutucu akışkanlarla sınırlı kalmamıştır. Saf soğutucu akışkanlar haricinde iki, üç ve dört ayrı soğutucu akışkanın karıştırılarak mevcut soğutucu akışkanlara alternatifler oluşturula bilmektedir. Bu karışımlar Zeotropik, Azeotropik ve Yarı Azeotropik olarak sınıflandırılmaktadırlar.

Bu karışımlarla amaçlanan karışımı oluşturan soğutucu akışkanların kütlesel oranları ayarlanarak her birinin sahip olduğu olumsuz özellikleri giderip ortaya performans, verim ve güvenlik açısından, çevresel ve benzeri olumsuz etkileri olan mevcut akışkanla rekabet edebilecek soğutucu akışkan oluşturmaktır.

Zeotropik karışımlar; faz değişimi sırasında önemli derece sıcaklık değişimi gösteren karışımlar zeotropik olarak adlandırılmaktadır. Yarı azeotropik karışımlar; azeotropik davranışında ufak sapmalar gösteren karışımlardır. Azeotropik karışımlar; faz değişimi sırasında tek bir sıvı gibi davranan karışımlardır. Azeotropik karışımlar içerdiği soğutucu akışkanlardan farklı bir kaynama noktasına sahiptir. Yine bu soğutucu akışkan içerdiği bütün akışkanların olumlu özelliklerini de kendinde barındırır. Üç karışım tipinin kimyasal ve fiziksel davranışları kendilerine göre tasarlanmış sistemlerde çeşitli avantajlar sağlayabilmektedir.

Araştırmada ele alınan R452A; R32, R125 ve R1234yf soğutucu akışkanlarından oluşan zeotropik bir karışımdır. R452A, R404A yerine kullanıldığı çalışmalarda alternatif soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı ve kütlesel debi değerlerinin yakın oluğu görülmüştür. R452A, R404A ile çalışan sistem içerisinde kullanıldığında ana komponentlerde bir değişikliğe ihtiyaç duymadığı gibi sistemin bakım veya onarım gereksinimleri de değişmeyeceği anlaşılmıştır. Ozon tüketme potansiyeli yoktur. A1 yani yanıcı ve zehirleyici olmayan bir soğutucu akışkandır. Akışkanın R404A ile benzer termal özellikler göstermektedir. Bu bilgiler ışığında R404A soğutucu akışkanı ile çalışan sistemde direk olarak kullanabilecek bir alternatif olduğu görülmüştür.

3.2 Metot

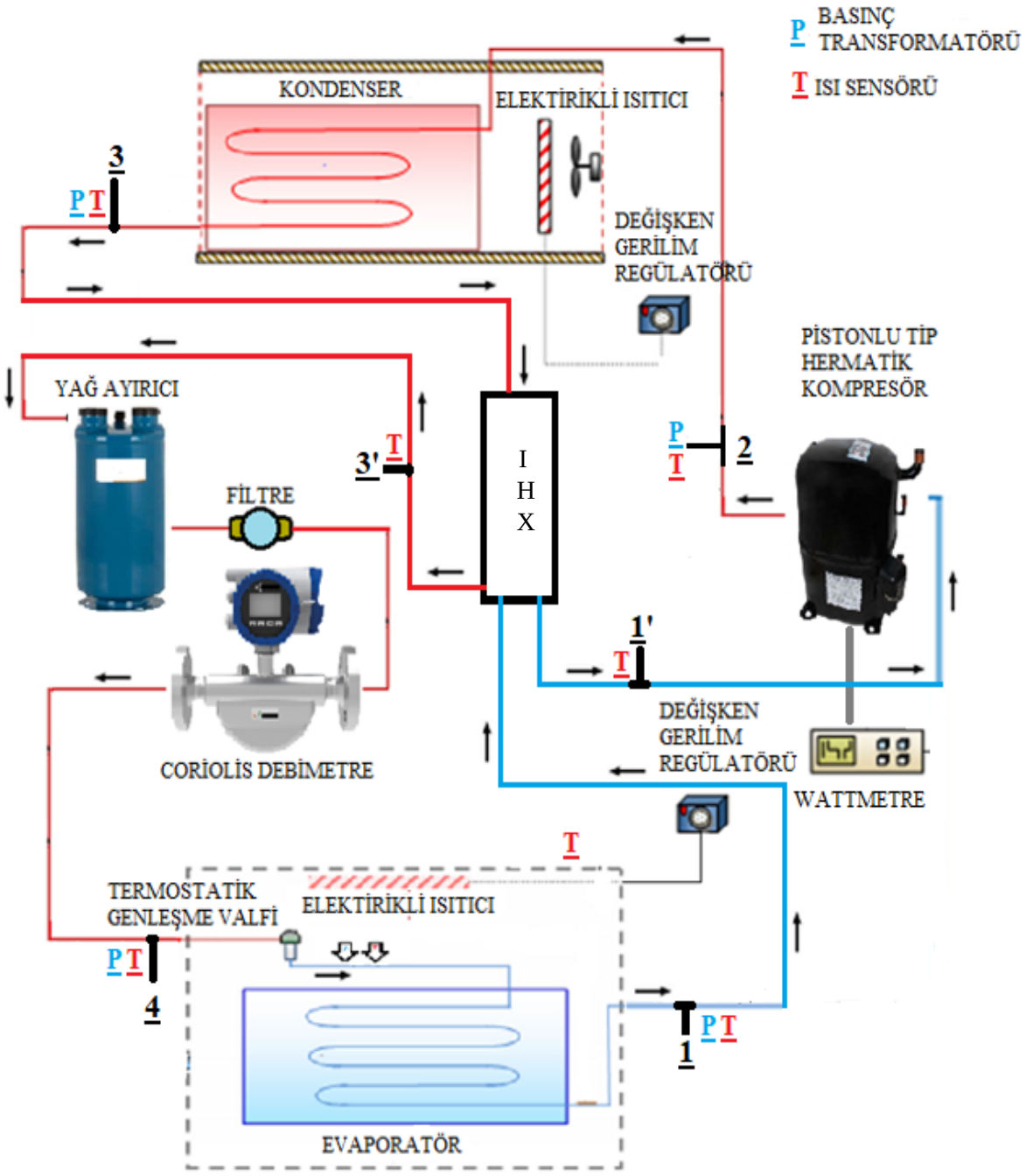
Bu araştırma, soğutma sistemlerinin çevresel etkilerini kısa vadede azaltmayı bu geçiş sürecinde çevresel olumsuzlukları hızlı bir şekilde en aza indirmeyi hedeflemiştir. Bu nedenle araştırma konusu olan alternatif soğutucu akışkan direkt olarak bir soğutma sisteminde test edilmiştir. Ardından sisteme bir iç içe borulu ısı değiştirici (IHX) eklenerek performans verileri tekrar hesaplanmıştır. Soğutma sisteminde alternatif soğutucu akışkanın sistem üzerinde herhangi bir tasarım değişikliği yapılmadan

kullanılabilirliğinin yanı sıra sisteme eklenmiş IHX elemanının performans verilerini nasıl geliştirdiği araştırılmıştır.

Deney seti olarak kullanılan soğutma sistemi basit bir buhar sıkıştırmalı çevrim ile çalışmaktadır. Sistem bir pistonlu kompresör, R404A soğutucu akışkanı ile çalışmaya uyumlu bir sıvı tankı, bir filtre, bir yüksek/düşük basınç anahtarı, bir termostatik genleşme valfi ve bir kontrol paneli içermektedir. Kompresörde POE-tipi bir yağ kullanılmıştır. Ayrıca sistemde akışkanın sistemde çevrimini sağlayan bakır tüpler ve ısı transferinin üzerinden gerçekleştiği bakır kanatçıklardan oluşan birer evaporatör ve kondenserde yer almaktadır. Şekil 3.1 ile sistem şematik olarak gösterilmiştir. Şekil 3.1'de yer alan 1.nokta evaporatör çıkışını, 1'.nokta soğutucu akışkanın aşırı ısıtma (SH) operasyonun ardından IHX elemanından çıktığı noktayı, 2.nokta kompresör çıkışını 3.nokta kondenser çıkışını, 3'.nokta soğutucu akışkanın aşırı soğutma (SC) operasyonundan sonra IHX elemanından çıktığı noktayı belirtmektedir son olarak 4.nokta evaporatör girişindeki ölçüm noktalarını belirtmektedir. Yapılmak istenen deneyde çevre sıcaklığını ve iç ortam sıcaklığını simüle edilebilmesi adına evaporatör ve kondenser dış ortamdan termal olarak izole edilmiş odalara yerleştirilmiştir. Termal olarak izole edilen ortamlarda deney koşullarındaki sıcaklıkların elde edilebilmesi adına izole odalara 3000 W elektrikli ısıtıcılar yerleştirilmiştir. Çevre ve iç ortam sıcaklıkları elektrikli ısıtıcılara bağlanmış iki adet değişken gerilim regülatörü ile ayarlanabilmektedir. Ek olarak kondenser sıcaklığının belirlenen sıcaklıkta tutulması cebri konveksiyonla sağlanmıştır. Cebri konveksiyonun sağlanabilmesi için kondenser kanalına bir fan eklenmiştir bu fanda kondenserin bulunduğu odadaki elektrikli ısıtıcı ile aynı değişken gerilim regülatörü ile kontrol edilmektedir. Basınç ölçümleri Şekil 3.1'de "P" sembolü ile belirtilen noktalarda yapılmıştır. Sıcaklık ölçümü "T" sembolü ile gösterilen nokralarda K-tipi termokupl ile yapılmıştır. Basınç ölçümleri için basınç transdüseri kullanılmıştır. Coriolis debi metresi ile sistemde dolaşan soğutucu akışkanın miktarı ölçülmüştür. Bir güç ölçer vasıtası ile pistonlu hermetik kompresörün tükettiği elektrik ölçülmüştür. Bir veri toplama kartı vasıtası ile zamana bağlı veriler bir bilgisayarda görüntülenmiş ve kaydedilmiştir. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri Tablo3.1'deki gibidir.

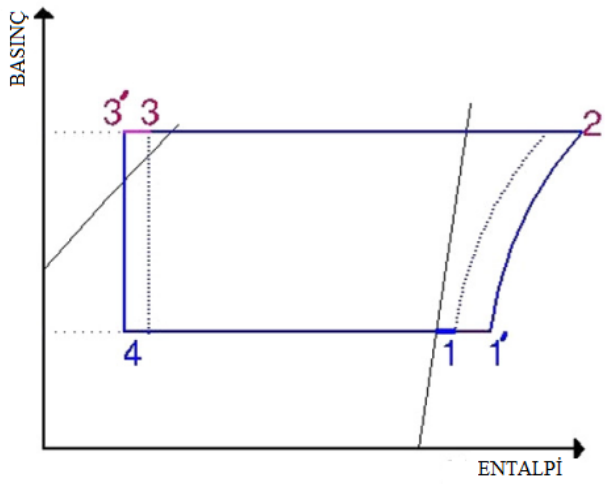
Tablo 3.1; Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm aletleri ve özellikleri

	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet
Basınç transdüseri	0-0,4 kPa	±%1
K-tipi termokupl	-50/150°C	±0,5 °C
Coriolis debi metresi	0-250 kg/h	±%0,1, okuma
Güç ölçer	0-600 W	±1,5, okuma



Şekil 3.1; Deney Düzeneğinin Şematik Gösterimi

Yapılan testler üç kere tekrarlanmıştır ve stabil koşullar araştırmada sunulan verilerin seçiminde dikkate alınmıştır. İki soğutucu akışkanın basit bir soğutma çevrimi içerisinde performansı değerlendirildikten sonra sistem içerisine bir adet iç içe borulu ısı değiştirici (IHX) eklenmiştir. Sisteme IHX eklendiğinden sonra elde edilecek teorik soğutma çevriminin grafiği Şekil 3.2 ile verilmiştir. Isı değiştiricileri kısaca iki üç veya daha fazla akışkanın birbirine karışmadan birbirleri arasında ısı transferinin gerçekleşmesini sağlayan cihazlardır. Çeşitli uygulamalarda yaygın olarak kullanılan bu cihazlar çeşitli geometri ve çalışma koşullarına göre üretilebilmektedirler. Çalışmada kullanılan ısı değiştiricisi borulu tip bir ısı değiştiricidir. Borulu tip ısı değiştiriciler özellikle yüksek basınç farkına sahip soğutucu akışkanlar arasında ısı transferi yapılmak istendiğinde yaygın olarak kullanılırlar. İç içe borulu tip ısı değiştiricilerinde borular iç içe geçmiş şekilde konumlandırılmıştır. Farklı borulardan geçen akışkanlardan boruların birbirine dolaşık geometrisi sayesinde ısı transferi gerçekleşir. Kullanılan iç içe borulu ısı değiştiricisinin maksimumum çalışma basıncı emme hattında 0,41 kPa sıvı hattında ise 0,36 kPa, hacim ise sırası ile 0,12 litre ve 0,10 litredir. Şekil 3.3' de deney düzeneğinin, ısı değiştiricinin ve sisteme monte edilmiş ısı değiştiricisinin görünümü verilmiştir.



Şekil 3.2 Soğutma sistemi P-h diyagramı



Şekil 3.3; Deney düzeneği

3.2.1 Yapılan hesaplamalar

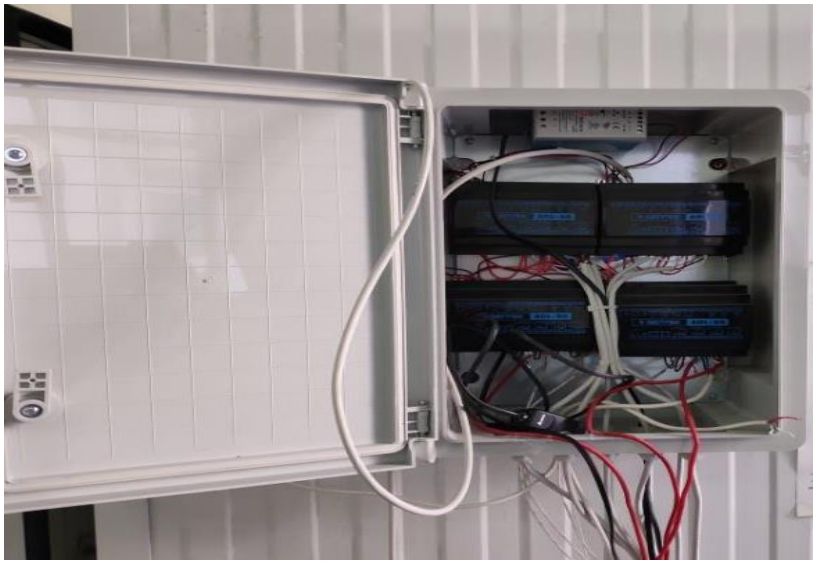
Yapılan deneylerden elde edilen veri çıktıları kullanılarak soğutma kapasitesi şöyle hesaplanmıştır;

$$Q_e = \dot{m} * (h_{e,ç} - h_{e,g}) \quad (3.1)$$

Bu bağıntıda Q_e, soğutma kapasitesi (kW), $\dot{m}$: soğutucu akışkanın kütlesel debisi (kg/s), $h_{e,ç}$: evaporatör çıkış bölümündeki entalpi değeri (kJ/kg), $h_{e,g}$: evaporatör girişindeki entalpi değerini (kJ/kg) göstermektedir. Soğutucu akışkanların belirli basınç ve sıcaklık altındaki entalpi değerleri için mevcut çizelgelerden yararlanılmıştır. Deney sürdürülürken evaporatör giriş ve çıkışlarında ölçülen basınç ve sıcaklık değerlerine karşılık gelene entalpi değerleri çizelgelerden elde edilmiştir. Özellikle elektrik ile çalışan soğutma sistemlerinde COP değeri bir birim elektrik enerjisi karşılığında kaç birim ısı çekildiğini ifade etmektedir. Çalışmada COP değeri aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmıştır.

$$COP = Q_e / W_{el} \quad (3.2)$$

Yukarıdaki denklemde W_{el} kompresörde harcanan birim zamandaki enerjinin kW cinsinden değeridir. W_{el} değeri sistem üzerinde kompresöre bağlanmış güç tüketimi ölçüm cihazı (wattmetre) ile ölçülmüştür. Wattmetre ve sisteme bağlanmış bütün sensörler ve ölçüm cihazlarının verileri Şekilde 3.4' de görünüşü verilmiş veri toplama kartı ile toplanmıştır. Veri toplama kartı ile toplanan veriler kart üreticisinin sağladığı yazılım ile anlık olarak okunmuş ve kayıtları tutulmuştur.



Şekil 3.4; Veri Toplama Kartı Görünüşü

Sistemdeki kompresörün hacimsel verimi denklem 3.4 ile hesaplanmıştır. $\dot{m}$ kütlesel debiyi ifade etmektedir. $\dot{m}_{ölçülen}$ coriolis debimetresi ile ölçülmüştür. $\dot{m}_{hesaplanan}$ değeri denklem 3.5 ile hesaplanmıştır. *" V_{disp}"* kompresörün kurs hacmini ifade etmektedir. Çalışmada yer alan test düzeneği için V_{disp} değeri 20,73 cm^3/rev olarak tespit edilmiştir. $\dot{n}$ (rpm) kompresörün dakikadaki devir sayısını ifade etmektedir. υ_{emme} (m^3*kg^{-1}) değeri kompresörün emme hattındaki özgül hacmini ifade etmektedir.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{\text{ölçülen}}}{\dot{m}_{hesaplanan}} \tag{3.4}$$

$$\dot{m}_{\text{hesaplanan}} = \frac{V_{\text{disp}}\dot{n}}{60\upsilon_{\text{emme}}} \tag{3.5}$$

Soğutucu akışkanın sistemin performansı üzerindeki etkisini belirlemek için iki akışkan da üç farklı evaporatör ve kondenser sıcaklığında performans analizine tabii tutulmuştur. Çalışmada evaporatör sıcaklıkları düşük sıcaklık -3°C orta sıcaklık 0°C ve yüksek +3°C sıcaklık uygulamalarının hepsini simüle etmiştir. Türkiye ortalama sıcaklıkları 25°C, 40°C ve 55°C sıcaklıklarının kondenser sıcaklığı olarak kullanılması ile gerçekçi çalışma koşulları elde edilmeye çalışılmıştır. Tablo 3.2'de çalışmada kullanılan iki farklı akışkana ait fiziksel özellikler verilmiştir.

Tablo 3.2; R452A ve R404A'nın Fiziksel Özellikleri

Termodinamik özellik	Birimi	R452A	R404A
Bileşimleri		%59 R125 %30 R1234yf %11 R32	%52 R143A %44 R125 %4 R134A
Molekül Ağırlığı	g/mol	103,5	97,6
Kaynama sıcaklığı (0,01 kPa sabit basınçta)	℃	-47,0	-46,2
Kritik Sıcaklık	℃	74,9	72,046
Kritik Basınç	KPa	0,40	0,37
Gaz Basıncı (25℃)	KPa	0,13	0,12
Sıvı Yoğunluğu (21.1 ℃)	Kg/m³	1148,8	1044
ODP		0	0
$GWP_{100\ yıllık}$		2141	3922

3.2.2 Toplam eşdeğer ısınma etkisi (TEWI) Analizi

Isı pompası ve benzeri cihazların çevreye olan etkilerinin detaylı incelenebilmesi ve ortaya konabilmesi adına çeşitli analiz metotları kullanılabilmektedir. Bu analiz sistemlerinden biri de toplam eşdeğer ısınma etkisi analizidir. Çalışma ile amaçlanan R404A soğutucu akışkanın yerine R452A'nın kullanımının performans olarak karşılaştırılmasının yanında çevresel açıdan ne oranda bir karlılık sağlanabileceğini ortaya koymaktır. TEWI analizi amaca uygun olarak R452A ile sağlanacak çevresel karlılığın tespiti için uygun bir analizdir. TEWI analizi yapılırken akışkanın kullanımı ile gerçekleşen dolaylı ve direk emisyonların hepsi göz önüne alınır. Analizde hesaplamalara katılan direkt etki soğutucu akışkanın direkt olarak atmosfere karışması ile gerçekleşen sera etkisidir. Dolaylı etki ise birim iklimlendirme yükünü meydana getirmek için sistemden salınan karbondioksit 'den (CO_2) kaynaklı oluşan sera etkisidir ((Devotta vd., (2001.)); (Aprea ve Maiorino, (2011.)), (La Rocca ve Panno, (2011.)). TEWI değerleri birçok farklı birimle değerlendirilmiştir. Bu çalışmada en yaygın kullanılan birimlerden kg CO_2 olarak kullanılmıştır. (Wu vd., (2013.)) tarafından TEWI hesaplamalarında kullanılan metot bu çalışma için benimsenmiştir. Hesaplama yöntemi şöyledir;

$$TEWI = \text{Doğrudan etki} + \text{Dolaylı etki} \quad (3.6)$$

$$\text{Doğrudan etki} = m \times L \times N \times GWP_{100} \quad (3.7)$$

$$\text{Dolaylı Etki} = E_{yıllık} \times N \times \beta \quad (3.8)$$

Denklem 3.7'de "m" simgesi ile sistem içerisine konulan soğutucu akışkan maddenin kütlesi ifade edilmektedir. Deneylerde sisteme iç ısı değiştiricinin sisteme dahil olmadığı ve olduğu her iki durum için 1500g R404A soğutucu akışkanı doldurulmuştur. R404A akışkanı sistemden çıkarıldıktan sonra iç ısı değiştiricinin siteme dahil olmadığı ve olduğu durum için sırası ile 1555 g ve 1450 g R452A soğutucu akışkanı doldurulmuştur. Soğutucu akışkan maddeler hayli uçucu bir doğaya sahiptirler. Çok iyi izole edilmiş sistemlerde bile yıllık belli bir oranda gaz kaçağının önüne geçilememiştir. Denklemlerde "L" değeri sistemin yıllık bazda içerisindeki soğutucu akışkan kütlesinin yüzde kaçını kaybettiğinin ifadesidir. Kısaca yıllık yüzdesel kayıp miktarı olarak ifade edilebilir. Bu değer çalışmada %7 olarak kabul edilmiştir. "N" sembolü yıl biriminden zamanı ifade etmektedir. Klima cihazlarının birçok elektronik cihaz gibi ekonomik ömrü genel olarak 10 yıl kabul edilmektedir. GWP_{100} değeri 100 yılık zaman diliminde gazın sahip olduğu GWP değerini ifade etmektedir. $E_{yıllık}$ ifadesi sistemin çalışma süresi boyunca enerji tüketimini ifade etmektedir. Çalışma verilerinin pratiğe yakın sonuçlar elde edilme adına deney düzeneğinin değişik zaman ve miktarda çalıştığı kabul edilmiştir. $E_{yıllık}$ değeri birim kWh elektrik enerjinin üretimi sonucu meydana gelene CO_2 emisyonunu ifade etmektedir. Ülkeler elektrik üretimlerini hidroelektrik santrali nükleer santraller güneş enerji santralleri vb. birçok yoldan sağlayabilmektedirler. Bu çeşitli yolların her biri farklı oranda emisyona sebebiyet vermektedir. Bu yüzden bir ülke içerisinde harcanan enerjinin yapılan işten bağımsız olarak ne kadar bir emisyona sebebiyet verdiğini elde edilebilmesi için bir katsayı oluşturulmuştur. Bu katsayı β ile ifade edilmiştir. Türkiye için genel olarak 0,48 $kgCO_2/kWh$ kabul edilir.

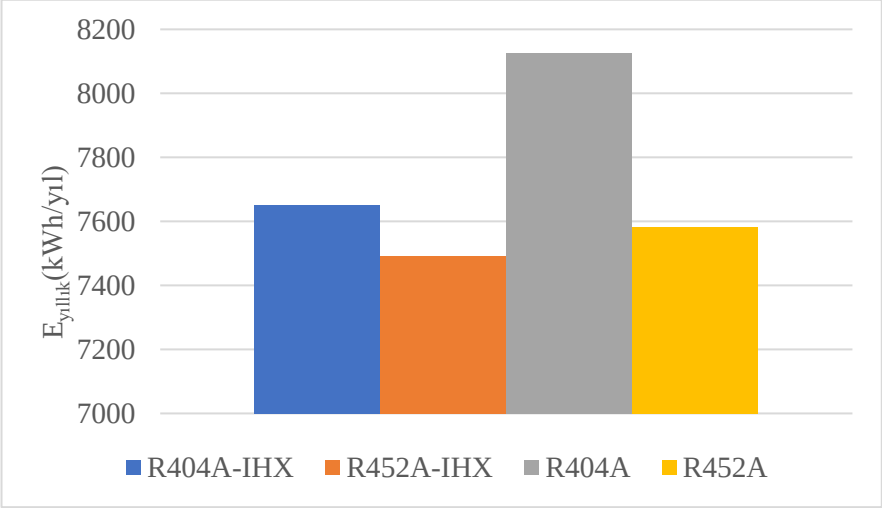
3.2.3 Verilerin Hazırlanması

Bu çalışmada yapılan hesaplamalarda verilerin bir kısmın deney düzeneğine dayalı veriler ve ölçümlerle elde edilmiştir. İki akışkanın sistemde kullanımından kaynaklı yıllık karbon salınımlarının arasındaki farkın ortaya konulabilmesi adına sistemin yıl boyu çalıştırıldığı kabul edilmiştir. Yapılan kabuller Tablo 3.3 verilmiştir.

Tablo 3.3: Yapılan Kabuller

VERİLER		
AYLAR	GÜN SAYISI	ÇALIŞMA SAATİ
Ocak	31	11
Şubat	28	11
Mart	31	11
Nisan	30	12
Mayıs	31	13
Haziran	30	14
Temmuz	31	14
Ağustos	31	14
Eylül	30	14
Ekim	31	13
Kasım	30	12
Aralık	31	11

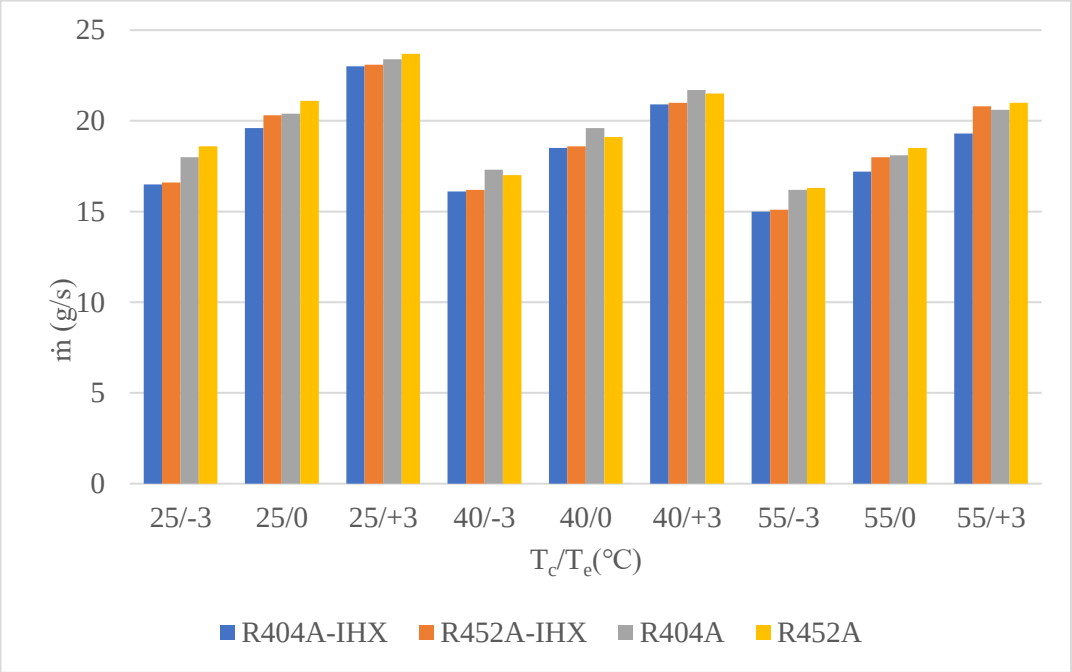
Çalışmada yapılan kabullerde; deney düzeneğinin on/off modu ile kullanıldığı, bir günlük zaman dilimi içerisinde 24 saat çalıştırıldığı, ayrıca kabul edilen bu çalışma süresinin sadece yarısında tam güçte çalıştığı varsayılmıştır. Deney düzeneğinin tükettiği toplam enerji; set içerisindeki tüm fan, bütün elektronik devre ve kontrol elemanlarının ve kompresörün enerjini tüketimini ifade etmektedir. Kabuller ile elde edilen veriler doğrultusunda kondenser sıcaklığının 55 ℃ evaporatör sıcaklığının 3℃ olduğu durumda iki soğutucu akışkanın sistemde IHX olduğunda ve olmadığında ayrı değerlendirilerek yıllık enerji tüketimleri hesaplanmıştır ve Şekil 3.5 elde edilmiştir.



Şekil 3.5 Soğutucu akışkanların yıllık enerji tüketimi

4.BULGULAR VE TARTIŞMA

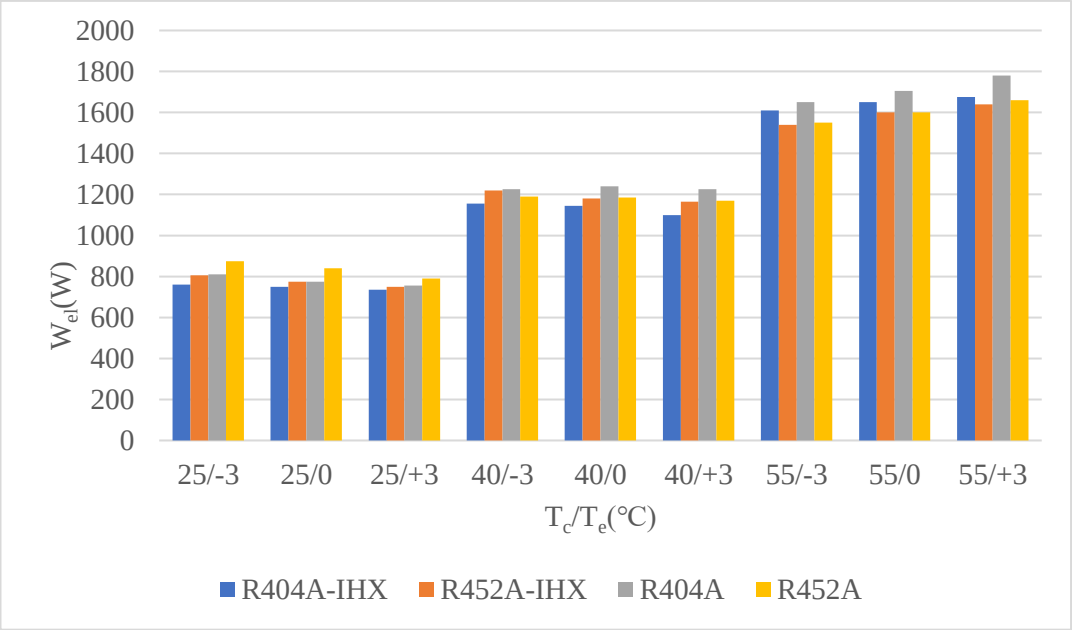
Bu bölümde deney düzeneği üzerindeki ölçüm aletleri vasıtasıyla yapılan ölçümler değerlendirilmiştir. Ayrıca performans kıyaslamaları için hesaplamalar yapılmıştır. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri Refprop programı ile tespit edilmiştir.



Şekil 4.1 Kütlesel debinin kondenser/evaporatör sıcaklığı ile değişimi

Şekil 4.1'de Coriolis debi metresi tarafından farklı kondenser/ evaporatör sıcaklıkları için kütlesel debi değişimlerinin ölçüm verileri gösterilmiştir. Kütlesel debi miktarı kondenser sıcaklığının (T_c) artmasıyla azalmakta ancak evaporatör sıcaklığı (T_e)'nın artmasıyla artmaktadır. Sisteme ısı değiştiricisi eklendiğinde R452A ve R404A'nın çevrim içerisindeki kütlesel debi ($\dot{m}$) miktarında yaklaşık 1 g/s azalma meydana geldiği görülmektedir. Aynı kondenser sıcaklığı içinse evaporasyon sıcaklığını artmasıyla iki akışkan için de 2,4 g/s civarı artış meydana gelmiştir. R404A ve R452A'nın birbirine çok yakın termodinamik özelliklere sahip olması nedeni ile sistem içerisinde dolaşan akışkanın kütlesel debileri de birbirine yakın çıkmıştır.

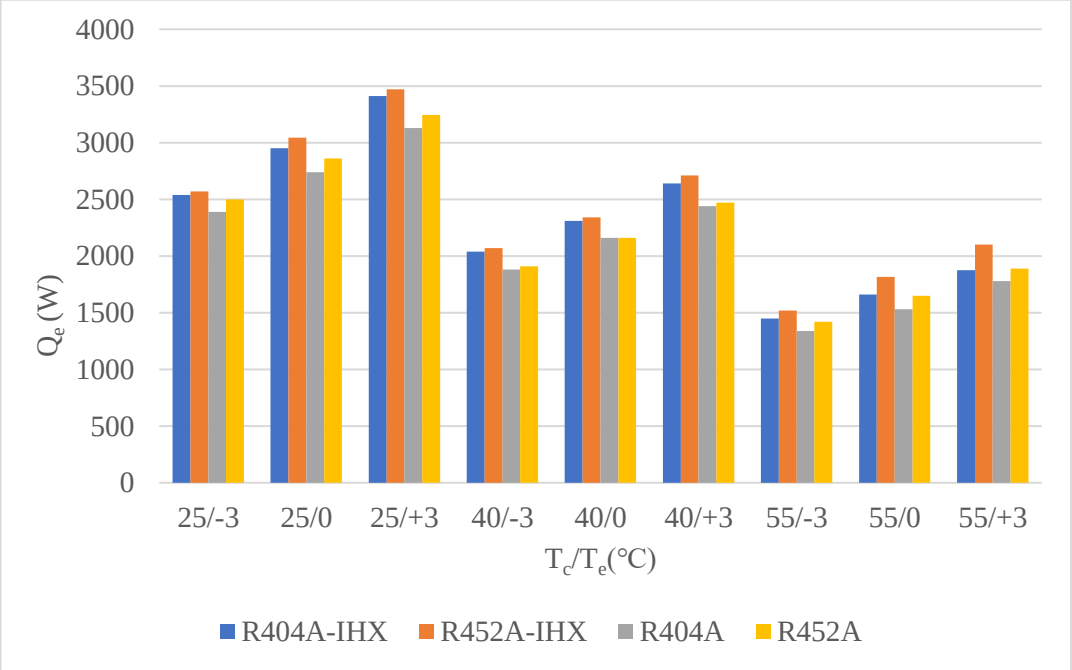
Çalışmada her evaporatör -yoğunlaştırıcı sıcaklık durumları için kompresör verileri sisteme entegre edilmiş. Güç ölçer ile ölçülmüştür. Soğutucu akışkanların sistemde kullanıldığı her durum için kompresör elektrik tüketiminin (W_{el}) evaporatör sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.2'de sunulmuştur.



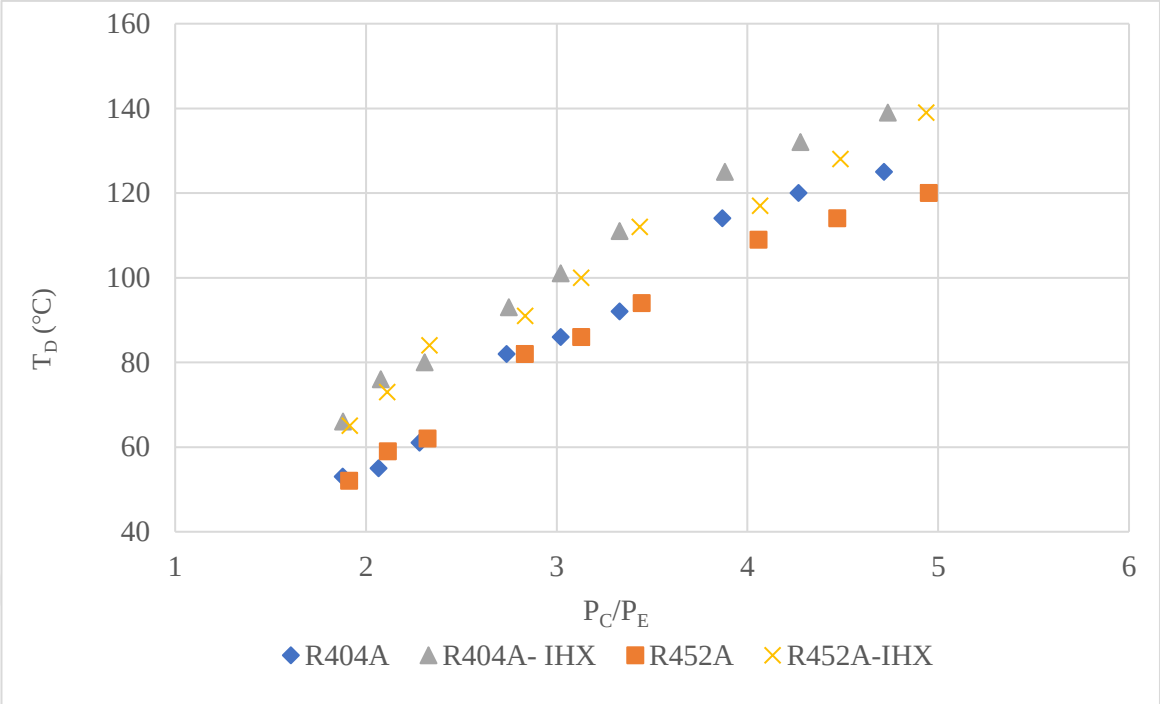
Şekil 4.2 Elektrik tüketiminin kondenser/evaporatör sıcaklığı ile değişimi

Şekil 4.2'de görüldüğü üzere; yoğunlaştırıcıdaki sıcaklık yükseltildikçe kompresördeki elektrik tüketiminin arttığı gözlemlenmiştir. R404A ile çalışan sisteme IHX eklendiğinde kompresördeki güç tüketimi yoğunlaştırıcıdaki sıcaklığa bağlı olarak %2 ila %11 arasında düşmektedir. Aynı şekilde R452A ile çalışan sisteme IHX eklendiğinde kompresördeki güç tüketiminde yoğunlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak %8'e kadar bir düşüşten bahsetmek mümkündür. Sistem içerisindeki R404A yerine R452A kullanıldığında 25°C evaporatör sıcaklığında kompresördeki elektrik tüketiminde kondenser sıcaklığı +3°C için %8; 0°C için %8,5 ve +2°C için %8,4 artış olmuştur. 40°C evaporatör sıcaklığında kompresördeki elektrik tüketiminde kondenser sıcaklığı +3°C'de %2,9; 0°C'de %4,4 ve +2 °C'de %4,5 düşüş olmuştur. Son olarak 55°C kondenser sıcaklığı için kompresördeki elektrik tüketiminde kondenser sıcaklığı +3°C'de %6, 0°C'de %6,2 ve +2°C'de %6,7 düşüş olmuştur. IHX elemanını barındıran sistemde her iki akışkan kullanılıp enerji tüketimleri kıyaslandığında ise 25°C ve 30°C kondenser sıcaklıklarında R452A soğutucu akışkanının enerji tüketimi R404A'ya göre bir miktar yüksektir fakat 55°C sıcaklığında yaklaşık %4'e kadar düşüş görülebilmektedir. Bu verilerden yola çıkarak yüksek kondenser sıcaklıklarında R452A soğutucu akışkanının R404A yerine kullanılması IHX'in mevcut olduğu veya olmadığı sistemde elektrik tüketimini azalttığı söylenebilir. Şekil 4.3'de soğutma kapasitesinin evaporatör sıcaklığına göre değişimi verilmiştir. Evaporatör sıcaklıkları artıkça her iki soğutucu akışkan için de soğutma kapasitesinin arttığı tespit edilmiştir.

Sistem içindeki R404A boşaltılıp yerine R452A basıldığında, sistemin soğutma kapasitesi kondenser ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak yaklaşık %8'e kadar bir artış göstermiştir. R404A ile çalışan soğutma sistemine IHX takıldığında ise soğutma kapasitesinde IHX takılı olmayan duruma kıyasla %9'a kadar bir artış gözlemlenebilmektedir. R452A ile çalışan IHX elamanı takılı durum takılı olmayan duruma kıyasla yaklaşık %2 ila %12 arasında daha yüksek bir soğutma kapasitesine sahiptir. IHX elamanın mevcut olduğu soğutma sisteminde alternatif soğutucu akışkan R404A'nın yerine konulduğunda soğutma kapasitesi kondenser ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak %1 ila %12 arasında artmıştır. Yüksek SC değeri sıvı özgül ısı değerini artırır böylece daha düşük buharlaşma gizli ısısı oluşur bu durumda soğutma kapasitesini arttırmaktadır. Ayrıca kondenser sıcaklıklarındaki artışlar soğutma kapasitesini arttırmıştır.



Şekil 4.3 Soğutma kapasitesinin sıcaklıklara göre değişimi

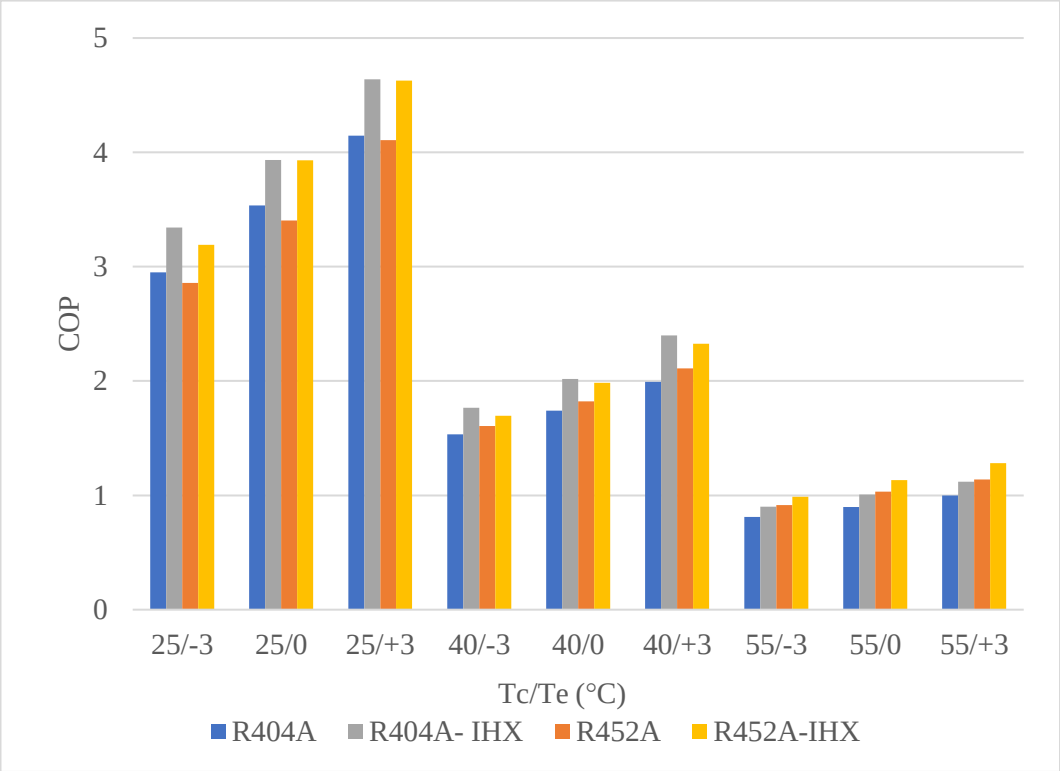


Şekil 4.4 Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör sıkıştırma oranıyla değişimi

Şekil 4.4'te kompresör çıkış sıcaklığının (T_D) kompresör sıkıştırma oranı (P_C/P_E) ile değişimi verilmiştir. Sıkıştırma oranı yükseldikçe kompresör çıkış sıcaklığının arttığı görülmektedir. Kondenser sıcaklığının artması doğru orantılı olarak çıkış sıcaklığını (T_D) arttırmıştır. Kondenser sıcaklığının 25 ve 40 °C olduğu durumlarda R452A'nın kompresör çıkış sıcaklığı ile R404A'nın çıkış sıcaklıkları arasında çok ufak farklılıkların görüldüğü tespit edilmiştir. Kondenser sıcaklığı 55°C'ye çıkarıldığı durumda ise R452A'nın kompresör çıkış sıcaklığının R404A'dan yaklaşık %4,7 az olduğu gözlemlenmiştir. IHX elamanı sisteme eklendiğinde her iki akışkanın da kompresör çıkış sıcaklığının arttığı görülmüştür. R452A ile çalışan sisteme IHX eklendiğinde sıkıştırma oranına bağlı olarak %7 ila %35, R404A ile çalışan sisteme IHX eklendiğinde sıkıştırma oranına bağlı olarak %10 ila %32 arasında bir artış olduğu tespit edilmiştir. Kompresör çıkış sıcaklığındaki bu değişikliklere aşırı soğutma (SC) değerindeki ve kondenser sıcaklığındaki değişimlerin sebep olduğu söylenebilir.

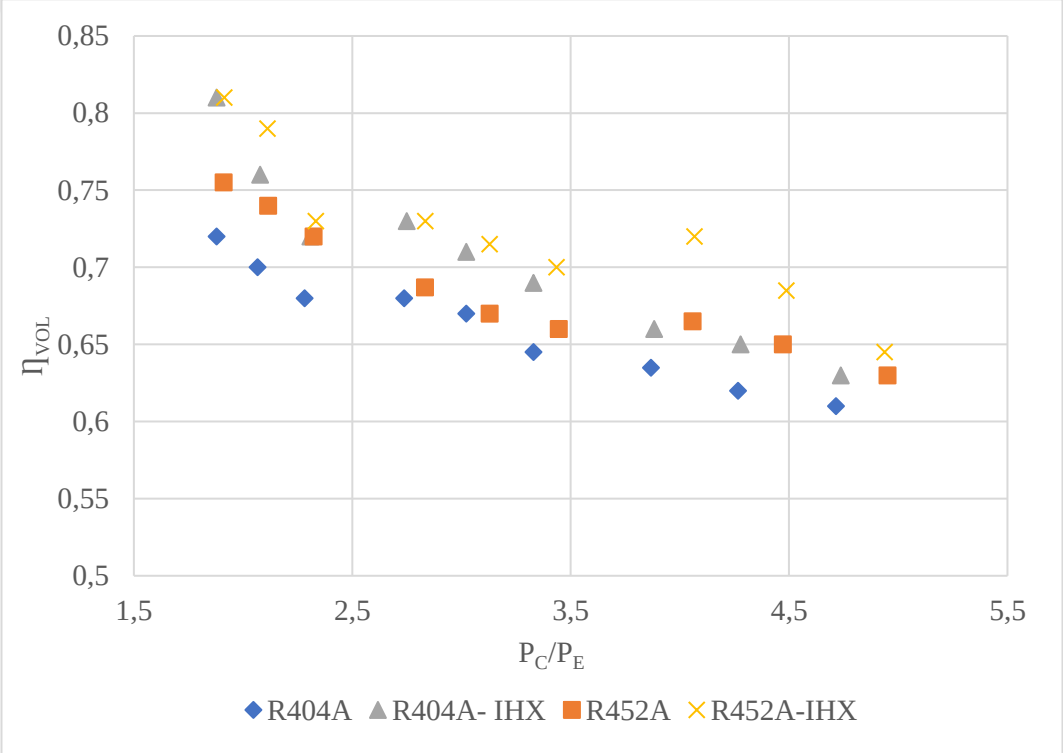
R452'nın R404A'ya alternatif olarak kullanıldığı çalışmalar incelendiğinde kompresör çıkış sıcaklığının düşük sıkıştırma oranlarında R452A için R404A'ya kıyasla az miktarda yüksek olduğu görülmüştür. Buna ek olarak soğutma kapasitesinin de R452A'nın kullanımı ile yükseldiği görülmüştür. Bu çalışma da önceki çalışmalara paralel bir şekilde bu iki parametredeki artışı ortaya koymuştur.

Şekil 4.6 ile soğutma sisteminin COP değerlerinin kondenser ve evaporatör sıcaklığına göre değişimi gösterilmiştir. COP değerinin dört durumda da kondenser ve evaporatör sıcaklıkları ile benzer şekilde değiştiği tespit edilmiştir. Örneğin evaporatör sıcaklığının arttırılmasının COP değerini her iki akışkan benzer şekilde artışına neden olduğu gözlemlenmiştir. Herhangi bir evaporatör sıcaklığında kondenser sıcaklığının düşürülmesi, COP değerini arttırdığı açıkça görülmüştür. R404A ile çalışan sisteme IHX elamanının eklenmesi ile COP değerinin %10 ila %20 arttığı görülmüştür aynı şekilde R452A ile çalışan sistem içerisine IHX elamanının eklenmesi COP değerinin %10 ila %16 arasında artışına sebebiyet verdiği görülmüştür. Özetle soğutma sistemine IHX elamanının eklenmesi COP verilerinde her iki akışkan için de iyileşmelere sebep olmuştur. Çalışmada performans verisi kıyaslanan iki soğutucu akışkanın COP değerlendirmesine bakıldığında IHX elamanının mevcut olmadığı sistemde; 25°C kondenser sıcaklığında R404A'nın R452A'ya kıyasla %2,6 daha iyi bir performans gösterdiği görülmüştür. Kondenser sıcaklıkları yükseltildiğinde R452A'nın R404A' ya kıyasla 40°C için ortalama %5, 55°C için ortalama %14 daha iyi performans gösterdiği ortaya konmuştur.



Şekil 4.6 Kondenser/evaporatör sıcaklıkları ile COP değerinin değişimi

Sisteme IHX dahil edildiğinde R452'nın COP değerinin 25 ve 40°C kondenser sıcaklıklarında R404A'nın COP değerinin bir miktar altında kaldığı görülse de 55°C kondenser sıcaklığı için R452A'nın COP performansının R404A'ya kıyasla ortalama %12,3 daha iyi olduğu görülmüştür. Şekil 4.7'de yapılan ölçüm ve hesaplamalarla elde edilen volümetrik verimin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi gösterilmektedir. Elde edilen veriler evaporatör sıcaklığının artması ile volümetrik verimin yükseldiğini göstermiştir. Kondenser sıcaklığının artması ise genel olarak volümetrik verimi düşürmüştür. Şekil 4.7'de görülebileceği gibi sistemde IHX mevcut olmadığı durumda R452A'nın volümetrik verimi R404A'dan yaklaşık %3,6 daha yüksektir. Sistemde IHX mevcut olduğu durumda ise %2,7 daha yüksektir.



Şekil 4.7 İzentropik verimin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi

Şekil 4.8'de R404A ve R452A için hesaplanan TEWI verileri sistemde hem IHX elamanın mevcut hem de mevcut olmadığı durum için sunulmuştur. R452A soğutucu akışkanın IHX takılmadan sistemde kullanılması R404A'ya kıyasla TEWI değerini 25°C kondenser sıcaklığı için %6, 40°C kondenser sıcaklığı için %11 ve 55°C kondenser sıcaklığı için %10 düşürmüştür. IHX'in mevcut olduğu durum incelendiğinde R452A'nın TEWI değerini R404A'ya kıyasla 25°C kondenser sıcaklığı için %7,6; 40°C kondenser sıcaklığı için %1,6 ve 55°C kondenser sıcaklığı için %6,5

düşürmüştür. R452A ile çalışan sistem içerisine IHX elemanının takılması sistemin TEWI değerini düşük kondenser sıcaklıklarında yaklaşık %4,5 düşürürken yüksek kondenser sıcaklıklarında %1 civarında düşüş sağlamıştır. R404A ile çalışan sisteme IHX takıldığında ise TEWI değerinde düşük kondenser sıcaklığı için %3 bir azalma yüksek kondenser sıcaklıkları 40 ve 55 °C için sırası ile %9 ve %5 azalma olmuştur.



Şekil 4.8 Kondenser sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan TEWI değerleri

5.SONUÇ VE ÖNERİLER

R404A'nın kullanımının azaltılması ve nihayetinde sonlandırılması süreci içerisinde birçok alternatif akışkan akademik ve endüstrinin önde gelen üreticileri tarafından öne sürülmüştür. Tezin giriş bölümünün önceki çalışmalar kısmında belirtildiği üzere öne sürülmüş alternatifler üzerine çeşitli araştırmalar yapılıp performans değerleri literatüre kazandırılmıştır.

Bu çalışmada çalışma koşulları evaporatör sıcaklıkları (-3; 0 ve -3 ℃) kondenser sıcaklıkları ise (25; 40 ve 55 ℃) seçilmiştir ve bu sıcaklıklar kurulmuş deney düzeneği ile sabit tutulmuştur. Çalışmada ölçüm ve hesaplamalar ile karşılaştırılan performans verileri teker teker incelendiğinde R404A yerine sistem içerisine konan R452A soğutucu akışkanın R404A ile çok yakın bir kütlesel debi ile çalıştığı gözlemlenmiştir. İki soğutucu akışkanın benzer termofiziksel özellikleri sahip olmaları sonucu yakın kütlesel debi ile çalışmaları ile sonuçlanmıştır. Sisteme eklenen ısı değiştiricisi her iki akışkanında çalışma koşullarında kütlesel debiyi düşürmüştür. İki soğutucu akışkan arasında kompresör güç tüketimi kıyası yapıldığında. R452A'nın R404A yerine kullanıldığı durumda alternatif soğutucu akışkanın yüksek kondenser sıcaklıklarında kompresör enerji tüketimini %2,9 ila %6,7 arasında düşürdüğü gözlemlenmiştir. Düşük kondenser sıcaklıklarında ise alternatif soğutucu akışkanın tüketilen enerjiyi bir miktar yükselttiği görülmüştür. Sisteme IHX takıldığında 25 ve 40℃ kondenser sıcaklıklarında R452A'nın R404A'ya kıyasla kompresör enerji tüketimini bir miktar arttırdığı görülmüştür. Fakat yüksek kondenser sıcaklığında R452A'nın kullanımı ile yaklaşık %4 enerji tasarrufu sağlanmıştır. Sisteme iç ısı değiştiricisi eklenmesi R404A'nın enerji tüketiminde ortalama %5 bir düşüş sağlarken R452A için ortalama %2'lik bir enerji tasarrufu sağlamıştır. Kompresörün sistemin harcadığı toplam enerjinin büyük kısmını tükettiği düşünülünce R452A'nın sistemde kullanılması ile elde edilen enerji tasarrufları önemlidir. İncelenen verilerde genel olarak sistemde R452A'nın R404A yerine kullanılması soğutma kapasitesini arttırmıştır. Bu oranın IHX elemanın mevcut olmadığı sistemde %8'e kadar, IHX elamanının mevcut olduğu durumda %12'ye kadar olduğu tespit edilmiştir. R452A ile çalışan sisteme IHX takılması soğutma kapasitesinde kondenser/evaporatör sıcaklığına bağlı olarak %9'a kadar bir artışa sebep olmuştur. Alternatif soğutucu akışkanın sahip olduğu denk hatta yüksek soğutma kapasitesi R452A'nın R404A ile çalışan sistemlerde bir kapasite

düşüşü yaşanmadan kullanılabileceğini göstermiştir. Kompresör çıkış sıcaklığının iki akışkan için de yakın değerlerde seyrettiği görülmüştür. Sistem IHX elemanının mevcut olması iki akışkan için de kompresör çıkış sıcaklığının yükselmesi ile sonuçlanmıştır. Kompresör çıkış sıcaklığında meydana gelen yükselmeler soğutucu akışkanların çalışma sıcaklıklarını aşmamıştır. COP verileri incelendiğinde 25℃ kondenser sıcaklığı için R452A'nın performansının yaklaşık %2,6 gibi bir oranla R404A'nın performansının altında kaldığı görülmüştür. Fakat kondenser sıcaklıkları yükseltildiğinde R452A'nın 40℃ içi %5; 55 ℃ için %14 daha iyi bir performans gösterdiği görülmüştür. R452A ile çalışan sisteme ısı değiştiricisi eklendiğinde COP değerinde %10 ila %16 arasında bir artış görülmüştür. IHX elemanın mevcut olduğu sistemde iki soğutucu akışkan test edilip değerlendirildiğinde R404A'nın 25℃ ve 40℃ kondenser sıcaklıkları için R452A'ya kıyasla daha iyi bir performans göstermiştir fakat 55℃ kondenser sıcaklığında R452A; R404A'ya kıyasla %12,5 daha iyi bir performansa sahiptir. Volümetrik verim açısından ise IHX mevcut olmadığı durumda R452A'nın volümetrik verimi R404A'dan yaklaşık %3,6 daha yüksek oluğu, Sistemde IHX mevcut olduğu durumda ise %2,7 daha yüksek olduğu görülmüştür. Elde edilen volümetrik verim ve COP verileri R452A'nın özellikle yüksek kondenser sıcaklığı uygulamalarında R404A'ya göre daha iyi bir performansa sahip olduğunu göstermiştir.

Bu çalışma ile ortaya konulan veriler daha önce yapılmış çalışmalar ile paralellik göstermiştir. R452A'nın kısa vadede R404A'ya iyi bir alternatif olduğunu pekiştirmiştir. R452A Avrupa Birliğine ait 2020-2022 yılı düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanlar düzenlemelerine uymaktadır. Bunun yanı sıra önceki çalışmalar ve bu çalışma ile performans açısından da R404A'ya yakın performans gösterdiği ortaya konmuştur.

Performans verilerinin değerlendirilmesinin ardından R452A'nın R404A'ya kıyasla çevresel üstünlüklerinin incelenebilmesi adına TEWI analizi yapılmıştır. IHX elemanının kullanılmadığı sistemde R452A'nın R404A yerine kullanılması ile yaklaşık %9'luk bir emisyon düşüşü sağlanmıştır. IHX elemanının mevcut olduğu durumda R452A'nın R404A'ya kıyas ile %5,2'lik bir emisyon düşüşüne sebep olduğu hesaplanmıştır. R452A soğutucu akışkanı ile çalışan IHX elemanının mevcut olduğu

durum, mevcut olmadığı duruma göre ortalama %0,7'lik bir emisyon düşüş sağlamıştır. R404A soğutucu akışkanı ile çalışan sistemde IHX mevcut olan durum, IHX mevcut olmayan duruma göre ortalama %5,7'lik bir emisyon düşüşü sağlamıştır.

Çalışmada elde edilen veriler ışığında R452A'nın sistemde kullanılması tüm sıcaklık senaryoları için önemli emisyon kazanımları sağlamaktadır. Ayrıca özellikle yüksek kondenser sıcaklılarında R404A yerine kullanılan R452A önemli performans kazanımları sağlamıştır. Sistemde R452A'nın kullanılması ve IHX elemanının mevcut olması hem emisyon değerlerinin düşmesine hem de sistemin performansının az da olsa iyileşmesine sebep olmuştur. R404A ile çalışan sisteme IHX elemanının takılması gerek emisyon gerekse performans verilerini olumlu yönde etkilemiştir.

Bu çalışmada R452A için elde edilen veriler R404A ile çalışan sistem üzerinde sadece soğutucu akışkan değiştirilmesi ile gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmaya ek olarak R452A ile çalışan sistemin performans verilerinin iyileştirilmesi için sistem elemanları üzerinde değişiklikler yapılabilir. Çalışmada sonuçlar laboratuvar testlerinden elde edilmiştir. Soğutma sisteminin çevresel ve performans verilerinin gerçek çalışma koşullarında test edilmesi için saha çalışmalarıyla veriler genişletilebilir.

6.KAYNAKLAR

Altinkaynak, M. (2021). Exergetic performance analysis of low GWP alternative refrigerants for R404A in a refrigeration system. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 16(3), 842–850. doi: 10.1093/ijlct/ctaa104

Aprea, C., Maiorino, A. 2011, An experimental investigation of the global environmental impact of the R22 retrofit with R422D, *Energy*, 36, 1161-1170.

Bortolini, M., Gamberi, M., Gamberini, R., Graziani, A., Lolli, F., & Regattieri, A. (2015). Retrofitting of R404A commercial refrigeration systems using R410A and R407F refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 55, 142–152. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.02.015

Cabello, R., Sánchez, D., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., & Calleja-Anta, D. (2021). Energy evaluation of a low temperature commercial refrigeration plant working with the new low-GWP blend R468A as drop-in of R404A. *International Journal of Refrigeration*, 127, 1–11. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.01.012

Citarella, B., Viscito, L., Mochizuki, K., & Mauro, A. W. (2022). Multi-criteria (thermo-economic) optimization and environmental analysis of a food refrigeration system working with low environmental impact refrigerants. *Energy Conversion and Management*, 253. doi: 10.1016/j.enconman.2021.115152

Deng, Q., Zhang, Z., & Hu, X. (2021). Thermoeconomic and environmental analysis of an inverter cold storage unit charged R448A. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 45. doi: 10.1016/j.seta.2021.101159

Devotta S., Waghmare A.V., Sawant N.N., Domkundwar B.M., 2001, Alternatives to HCFC-22 for air conditioners, *Applied Thermal Engineering*, 21, 703-715

Devecioğlu, A. G., & Oruç, V. (2021). Soğutma Sistemlerinde R454C Kullanılmasının Deneysel İncelenmesi. *Journal of Polytechnic*. doi: 10.2339/politeknik.898828

Devecioğlu, A. G., & Oruç, V. (2015). Characteristics of Some New Generation Refrigerants with Low GWP. *Energy Procedia*, 75, 1452–1457. doi: 10.1016/j.egypro.2015.07.258

Dwinanto, M. M., Limbong, I. S., & Adoe, D. G. H. (2021). Analysis of the performance of air blast freezer by using hydrofluorocarbon and hydrocarbon refrigerants. *Journal of Physics: Conference Series*, 2017(1). doi: 10.1088/1742-6596/2017/1/012016

Dwinanto, M. M., Limbong, I. S., & Adoe, D. G. H. (2021, September). Analysis of the performance of air blast freezer by using hydrofluorocarbon and hydrocarbon refrigerants. *In Journal of Physics: Conference Series (Vol. 2017, No. 1, p. 012016)*. IOP Publishing.

Gao, E., Zhang, Z., Deng, Q., Jing, H., Wang, X., & Zhang, X. (2022). Techno-economic and environmental analysis of low-GWP alternative refrigerants in

cold storage unit under year-round working conditions. *International Journal of Refrigeration*, 134, 197–206. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.11.007

La Rocca V., Panno G., 2011, Experimental performance evaluation of a vapour compression refrigerating plant when replacing R22 with alternative refrigerants,Applied *Energy*, 88, 2809–2815

Li, G. (2017). Comprehensive investigation of transport refrigeration life cycle climate performance. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 21, 33–49. doi: 10.1016/j.seta.2017.04.002

Llopis, R., Calleja-Anta, D., Sánchez, D., Nebot-Andrés, L., Catalán-Gil, J., & Cabello, R. (2019). R-454C, R-459B, R-457A and R-455A as low-GWP replacements of R-404A: Experimental evaluation and optimization. *International Journal of Refrigeration*, 106, 133–143. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.06.013

Llopis, R., Sánchez, D., Cabello, R., Nebot-Andrés, L., & Catalán-Gil, J. (2017). R-407H en remplacement immédiat du R-404A. Analyse expérimentale dans un système frigorifique commercial à détente directe et à basse température. *International Journal of Refrigeration*, 80, 11–23. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.04.030

Makhnatch, P., Mota-Babiloni, A., Rogstam, J., & Khodabandeh, R. (2017). Remplacement du R404A par du R449A comme alternative à plus faible GWP dans un système de froid indirect de supermarché. *International Journal of Refrigeration*, 76, 184–192. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.02.009

Mauro, A. W., Mastrullo, R., Tammaro, M., & Sfragara, M. (2018). Experimental comparison of cooling capacity and EER in a positive temperature monoblock after replacement of R404A with R407H and soft-optimization of components multi-mini / macro channel heat sinks View project Flow boiling of CO2 and of low GWP refrigerants View project Experimental comparison of cooling capacity and EER in a positive temperature monoblock after replacement of R404A with R407H and soft-optimization of components. Retrieved from https://www.researchgate.net/publication/325654645

Minor, B. H., Shah, S., Simoni, L., & Minor, B. (2016). Purdue e-Pubs Testing of HFO Refrigerant with Less Than 150 GWP in a Commercial Freezer Testing of HFO Refrigerant With Less Than 150 GWP in a Commercial Freezer. Retrieved from http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1729

Mostafa, A., Hassanain, M., & Elgendy, E. (2021). An experimental study of R-454C pull-down performance as a drop-in refrigerant in a walk-in cold store system. *International Journal of Refrigeration*, 130, 170–178. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.05.029

Mota-Babiloni, A., Haro-Ortuño, J., Navarro-Esbrí, J., & Barragán-Cervera, Á. (2018). Experimental drop-in replacement of R404A for warm countries using

the low GWP mixtures R454C and R455A. *International Journal of Refrigeration*, 91, 136–145. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.05.018

Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán, Á., Molés, F., & Peris, B. (2014). Theoretical comparison of low GWP alternatives for different refrigeration configurations taking R404A as baseline. *International Journal of Refrigeration*, 44, 81–90. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.04.015

Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Peris, B., Molés, F., & Verdú, G. (2015). Experimental evaluation of R448A as R404A lower-GWP alternative in refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 105, 756–762. doi: 10.1016/j.enconman.2015.08.034

Oruç, V., & Devecioğlu, A. G. (2020). Experimental assessment of the retrofit of an internal heat exchanger in refrigeration systems: The effect on energy performance and system operation. *Applied Thermal Engineering*, 180. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115843

Oruç, V., Devecioğlu, A. G., & Ender, S. (2018). Improvement of energy parameters using R442A and R453A in a refrigeration system operating with R404A. *Applied Thermal Engineering*, 129, 243–249. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.035

Petersen, M., Pottker, G., Sethi, A., Yana Motta, S. F., & Motta, Y. (2018). Purdue e-Pubs Refrigerants With Low Environmental Impact For Commercial Refrigeration Systems REFRIGERANTS WITH LOW ENVIRONMENTAL IMPACT FOR REFRIGERATION SYSTEMS. Retrieved from https://docs.lib.purdue.edu/iracc

Ramaube, M., & Huan, Z. (2019, November). Testing and Performance Evaluation of a R404A Transport Refrigeration System Retrofitted With R290. In AIUE Proceedings of the 17th Industrial and Commercial Use of Energy (ICUE) Conference.

Rydkin, I., Ohkubo, S., Arimoto, H., Li, X., & Hrnjak, P. (n.d.). Purdue e-Pubs Laboratory Evaluation of R407H for Commercial Refrigeration Applications Laboratory Evaluation of R407H for Commercial Refrigeration. Retrieved from https://docs.lib.purdue.edu/iracc

Saengsikhiao, P., Taweekun, J., Maliwan, K., Sae-ung, S., & Theppaya, T. (2020). The Performance Simulation of The New R463A HFC/HFO/Carbon Dioxide Refrigerant with Lower GWP, As an Alternate Option for The R404A Refrigeration System. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 76(1), 113–123. doi: 10.37934/arfmts.76.1.113123

Sethi, A., Pottker, G., & Yana Motta, S. (2016). Experimental evaluation and field trial of low global warming potential R404A replacements for commercial refrigeration. *Science and Technology for the Built Environment*, 22(8), 1175–1184. doi: 10.1080/23744731.2016.1209032

Wang, X., & Amrane, K. (2014). Purdue e-Pubs AHRI Low Global Warming Potential Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWP AREP)-Summary of

Phase I Testing Results AHRI Low Global Warming Potential Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWP AREP)-Summary of Phase I Testing Results. Retrieved from http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1416

Wu X., Hu S., Mo S., 2013, Carbon footprint model for evaluating the global warming impact of food transport refrigeration systems, *Journal of Cleaner Production*, 54, 115-124.

Yana Motta, S. F., Vera Becerra Mark Spatz, E. W., Motta, Y., & Becerra, V. (2012.). Purdue e-Pubs Low Global Warming Refrigerants For Commercial Refrigeration Systems Low Global Warming Refrigerants for Commercial Refrigeration Systems. Retrieved from http://docs.lib.purdue.edu/iracc

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Soyad, Ad	Derviş Berat İLHAN
Web sayfası (Research Gate, Academia, vs.)	https://tr.linkedin.com/in/derviş-berat-ilhan-00613a128

Eğitim Bilgileri

Derece	Kurum	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans		
Lisans	Karabük Üniversitesi	2017
Lise	N.Ö.Ş. Cizrelioğlu Lisesi	2011

İş Deneyimi

Dönem (Yıl)	Şirket, Kurum	Görev
2019-2020	Arçelik A.Ş.	Projelendirme ve Satış Mühendisi
2020-2022	Makin ve Kimya Endüstrisi Kurumu	Kalite ve Test Mühendisi
2022-	Dicle Üniversitesi	Makine Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce B

Yayınlar

1.
2.
3.
4.

Özel İlgiler

DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
TEZ BENZERLİK BİLDİRİMİ FORMU

Öğrencinin Adı, Soyadı	Derviş Berat İLHAN		
Öğrenci No	19818002		
Ana Bilim Dalı	Makine Mühendisliği		
Program Türü	Proje ☐	Yüksek Lisans ☒	Doktora ☐
Tez Danışmanı (Ünvanı, Adı, Soyadı)	Prof. Dr. Vedat ORUÇ		
(Varsa) II. Tez Danışmanı (Ünvanı, Adı, Soyadı)			
Tez Başlığı	SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE R404A YERİNE R452A KULLANILMASININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ		
RAPOR BİLGİLERİ			
Raporlama Aşaması	Tez Savunma Sınavı Sonrası		
Sayfa Sayısı	52		
Raporlama Tarihi	31.01.2023		
Benzerlik Oranı (%)	15		

Yukarıda bilgileri verilen tez çalışmamın toplam 52 sayfalık kısmına ilişkin, 27/01/2023 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından Turnitin isimli intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan intihal raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 15 olarak tespit edilmiştir.

Uygulanan filtrelemeler:

☒Başlangıç Bölümleri (Kabul ve Onay sayfası, Teşekkür sayfası, Özet/Abstract) hariç

☐Kaynaklar hariç

☐Alıntılar hariç/dâhil

☐Diğer (Açıklayınız)

Tezimin benzerlik oranı, Dicle Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü İntihal Raporu Uygulama Esaslarında belirtilen üst sınır benzerlik oranını aşmamaktadır. Benzerlik oranım üst sınır benzerlik oranının altında olsa dahi aksinin tespit edilmesi durumunda her türlü yasal sorumluğu kabul ettiğimi ve hukuki sonuçlarına razı olduğumu bildirir,
gereğini arz ederim.

Öğrencinin Adı, Soyadı: Derviş Berat İLHAN
Tarih:27.01.2023
İmza:

Danışman Adı, Soyadı: Prof. Dr Vedat ORUÇ Tarih:	İmza:
Ana Bilim Dalı Başkanı Adı, Soyadı: Prof. Dr Vedat ORUÇ Tarih:	İmza: