T.C.

DİCLE ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

R22 İLE ÇALIŞAN BİR İKLİMLENDİRME SİSTEMİNDE R417A İLE R422D ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARININ KULLANILMASININ TERMODİNAMİK ANALİZİ

İbrahim VURAL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

DİYARBAKIR

Haziran 2019

T.C

DİCLE UNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ

DİYARBAKIR

İbrahim VURAL tarafından yapılan "R22 İLE ÇALIŞAN BİR İKLİMLENDİRME SİSTEMİNDE R-417A İLE R-422D ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARININ KULLANILMASININ TERMODİNAMİK ANALİZİ" konulu bu çalışma, jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir

Jüri Üyesinin

Ünvanı Adı Soyadı

Başkan: Prof.Dr. Vedat ORUÇ

Üye : Doç.Dr. Ömer Faruk CAN

Üye : Prof.Dr. İhsan DAĞTEKİN

Tez Savunma Sınavı Tarihi: 24/07/2019

Yukarıdaki bilgilerin doğruluğunu onaylarım.

.../...../20

Prof. Dr. Sevtap SÜMER EKER

ENSTİTÜ MÜDÜR V.

(MÜHÜR)

TEŞEKKÜR

Bu Yüksek Lisans Tez çalışmasının gerçekleşme sürecinin tüm aşamalarında akademik bilgi ve engin tecrübelerini samimi bir şekilde paylaşan saygıdeğer danışman hocam Prof.Dr. Vedat ORUÇ'a ve Doç.Dr. Atilla Gencer DEVECİOĞLU'na sonsuz şükranlarımı sunarım.

TÜBİTAK tarafından Hızlı Destek Programı kapsamında desteklenen 113M059 numaralı proje ile tez çalışmamda maddi destek olan TÜBİTAK'a teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek Lisans Tez çalışmamın her aşamasında yanımda olan değerli aileme sonsuz şükranlarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

TEŞEKKÜR…… I

İÇİNDEKİLER……..... II

ÖZET……..... III

ABSTRACT……..... V

ÇİZELGE LİSTESİ……..... VII

ŞEKİL LİSTESİ……..... VIII

KISALTMA VE SİMGELER…… IX

1. GİRİŞ……..... 1

1.1. Soğutmanın Tarihi…….....……..... 1

1.2. Soğutma Makinelerinin Gelişimi……...…. 1

1.3. Soğutma Sistemlerinin Gelişimi…….....…. 2

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR……..……..…. 11

2.1. Literatür Taraması…….....……..... 11

3. MATERYAL ve METOT……..…..…. 19

3.1. Materyal…….....…….....19

3.1.1. R22 Soğutucu Gazının Kullanımının Sonlandırılması .....…….....19

3.1.2. Alternatif Soğutucu Gazlarla İlgili Deneysel Çalışmaları ....….....….....19

3.2. Metot …….....20

3.2.1. Deney Sisteminin Kurulumu .....……..…..…….....…… 20

3.2.2. Yapılan Hesaplamalar …….....……..…….....…. 23

3.2.3. TEWI Değerinin Hesaplanması .....……..…..…….....… 28

3.2.4. Verilerin Hazırlanması .....……..……..…….....29

3.2.5. Hata Analizi .....…….....32

4. BULGULAR VE TARTIŞMA……..…… 35

5. SONUÇ VE ÖNERİLER……..…….....47

6. KAYNAKLAR…….....49

ÖZGEÇMİŞ…… 55

ÖZET

R22 İLE ÇALIŞAN BİR İKLİMLENDİRME SİSTEMİNDE R417A İLE R422D ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARININ KULLANILMASININ TERMODİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İbrahim VURAL

DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

2019

Bu çalışmanın amacı, HCFC-22 (Hidrokloroflorokarbon) soğutucu akışkanıyla çalışan bir klima cihazının, ozon dostu HFC-417A ve HFC-422D soğutucu akışkanlarıyla yapılan ölçümlerle, soğutma kapasitesi ve performans katsayısı (COP) gibi enerji parametrelerinin deneysel olarak araştırılmasıdır. Literatürde HCFC-22 yerine kullanılabilecek alternatif soğutucu akışkanlarla ilgili çalışmalar mevcut olmakla birlikte, özellikle küçük soğutma kapasiteli klimalarla ve çeşitli soğutucularla yapılmış çalışmaya rastlanmamıştır.

Sistemde, iç ünitenin takılı olduğu yalıtımlı oda ve kondenserin çalıştığı dış ortamın sabit sıcaklıkta tutulması için yalıtımlı bir kanal kullanılmıştır. Deneyler için kapasitesi 2.05 kW olan konut tipi klima kullanılmıştır. Sıcaklık ve basınç değerlerini ölçmek için, ısıl çift ile basınç transdüseri yoğuşturucunun giriş kısmına ve çıkış kısmına, kompresörün giriş kısmına, genleşme valfinin giriş kısmına ve buharlaştırıcının çıkış kısmına yerleştirilmiştir. Bir debimetre ile kütlesel debi ölçülmüştür. Ölçümler, her soğutucu akışkan için tekrarlanmıştır. Ayrıca dış ortam ile yalıtımlı odanın sıcaklıkları da ölçülmüştür. Kompresör elektrik tüketimini ölçmek amacıyla güç ölçer kullanılmıştır. Ölçümlerin doğruluğunu tespit etmek için hata analizi yapılmıştır. Ölçümlerle soğutma kapasitesi, enerji tüketimi ve COP değerleri hesaplanmıştır.

Deneysel sonuçlar detaylı bir şekilde analiz edilip değerlendirilmiş. Sistemin enerji parametreleri elde edilmiş ve her gaz için elde edilen ölçümler kendi aralarında karşılaştırılmak üzere aynı grafik üzerinde sunulmuştur. Sistem enerji parametrelerinin gaz tiplerine göre nasıl değiştiği saptanmıştır. Grafiklerle belirtilen sonuçların geniş bir analizi ve yorumu yapılmıştır. Çalışmadan elde edilen bulguların, soğutma ve iklimlendirme alanındaki araştırma ve tasarımlar için faydalı bir kaynak olması beklenmektedir.

Anahtar Kelimeler: Alternatif soğutucular, HCFC, HFC, CFC, R22, R417A, R422D, soğutma kapasitesi, COP.

ABSTRACT

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF USING R417A AND R422D ALTERNATIVE REFRIGERANT FLUIDS IN AN AIR CONDITIONING SYSTEM WORKING WITH R22

MASTER OF SCIENCE (MSc) THESIS

İbrahim VURAL

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINERING

INSTITUTE OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

UNIVERSITY OF DICLE

2019

The goal of this survey is to empirical research the energy factors like refrigerating capability and performance coefficient (COP), by measurements with ozone-friendly refrigerants HFC-417A and HFC-422D (Hydrochlorofluorocarbons). Although there are studies about alternative refrigerants that can be used instead of HCFC-22 in the literature, there are no studies especially with small cooling capacity air conditioners and various refrigerants.

An insulated duct is used in the system to keep the insulated room where the indoor unit is installed and the outdoor environment where the condenser operates at a constant temperature. A residential air conditioner system with a capability of 2.05 kW was used for the experiments. To measure temperature and pressure values, the thermocouple and the pressure transducer are located at the inlet and outlet of the condenser, the inlet of the compressor, the inlet of the expansion valve, and the outlet of the evaporator. Mass flow ratio was evaluated with a flow meter. The measurements were repeated for each refrigerant. In addition, the temperatures of the outside and insulated rooms were measured. Compressor power meter was used to measure electricity consumption. Error analysis was performed to determine the accuracy of the measurements. Cooling capacity, energy consumption and COP values were calculated.

Experimental results were analyzed and evaluated in detail. The energy parameters of the system are obtained and the measurements obtained for each gas are presented on the same graph for comparison between each other. It has been determined how system energy parameters change according to gas types. A wide analysis and interpretation of the results indicated in the graphs were made. The findings of the study are expected to be a useful resource for research and design in the field of refrigeration and air conditioning.

Keywords: Alternative refrigerants, HCFC, HFC, CFC, R22, R417A, R422D, cooling capacity, COP.

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge No		Sayfa
Çizelge 3.1.	Deney sisteminde kullanılmış olan soğutma gazları özellikleri	25
Çizelge 3.2.	Deney sisteminde kullanılmış olan ölçme aletleri özellikleri	28
Çizelge 3.3.	TEWI hesaplaması için parametre verileri	30
Çizelge 3.4.	Cihazın çalışma süresi	30
Çizelge 3.5.	Deneyde kullanılan ölçü aletlerine ait özellikler	33

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil No		Sayfa
Şekil 3.1.	Yalıtılmış soğuk oda	21
Şekil 3.2.	Yoğuşturucu ve ısı yalıtımı yapılmış kanal	22
Şekil 3.3.	Coriolis etki prensibine göre çalışan kütlesel debi ölçer	23
Şekil 3.4.	Güç analiz cihazı	24
Şekil 3.5.	Veri toplama ünitesi ve yazılımı	24
Şekil 3.6.	Vakum pompası	26
Şekil 3.7.	Soğutucu akışkan şarjı için elektronik terazi	26
Şekil 3.8.	Dijital manifold	27
Şekil 3.9.	Deney sistemine ait şematik tablo gösterimi	27
Şekil 3.10.	Aylara göre günlük enerji tüketim bilgileri	31
Şekil 3.11.	Soğutma gazlarının yıllık enerji tüketim bilgileri	31
Şekil 4.1.	$T_ç$ = 35°C için basınç-entalpi diyagramı (a) R22 (b) R417A (c) R422D	35
Şekil 4.2.	Basma sıcaklığının çevre sıcaklığıyla değişimi	36
Şekil 4.3.	Soğutucu akışkan kütlesel debisinin çevre sıcaklığıyla değişimi	37
Şekil 4.4.	Kompresör elektrik tüketiminin çevre sıcaklığıyla değişimi	38
Şekil 4.5.	Sıkıştırma oranının kompresör elektrik tüketimi ile değişimi	38
Şekil 4.6.	Soğutma kapasitesinin çevre sıcaklığıyla değişimi	39
Şekil 4.7.	Kompresör basma sıcaklığının yoğuşma sıcaklığıyla değişimi	40
Şekil 4.8.	Performans katsayısının çevre sıcaklığıyla değişimi	41
Şekil 4.9.	HFC'li sistemin performans katsayılarının R22'li sisteme göre sapma Miktarları	43
Şekil 4.10.	Soğutma gazlarına ait TEWI verileri	43
Şekil 4.11.	İndirekt etki ile COP değerindeki değişiklik	44

KISALTMA VE SİMGELER

CFC : Klorofluorokarbonlar

COP : Performans Katsayısı

GWP : Küresel Isınma Potansiyeli

$h_{ç,E}$: Evaporatör Çıkışındaki Entalpi (kJ/kg)

$h_{g,E}$: Evaporatör Girişindeki Entalpi (kJ/kg)

HCFC : Hidrokloroflorokarbon

$\dot{m}$: Soğutucu Akışkan Kütlesel Debisi (kg/s)

ODP : Ozon Delme Potansiyeli

P_H : Kompresör Çıkış Basıncı (kPa)

P_L : Kompresör Giriş Basıncı (kPa)

P_H/P_L : Kompresör Sıkıştırma Oranı

Q_E : Soğutma Kapasitesi (W)

T_{basma} : Kompresör Basma Sıcaklığı (°C)

$T_ç$: Dış Çevre Sıcaklığı (°C)

T_k : Yoğuşma Sıcaklığı (°C)

TEWI : Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi

W_{el} : Kompresör Elektrik Tüketimi (W)

β : CO_2 emisyon faktör değeri (kg CO_2/kWh)

1. GİRİŞ

1.1. Soğutmanın Tarihi

İnsanoğlu, yeryüzünü keşfetmeye başlaması ile birlikte temel yaşam ihtiyaçlarının yanında, hayatını kolaylaştırmak için soğutma ihtiyacı duymuş ve günümüzde kullanılan en gelişmiş soğutma teknolojisine ulaşıncaya kadar birçok soğutma teknikleri icat etmiştir. Soğuk iklim şartlarında donmuş olan su kaynaklarındaki kar ve buz kütlelerinin; toprak altına açılan çukurlara taşınıp, üzerinin kuru bitki parçaları gibi doğada bulunan yalıtım vazifesi görecek malzemeler ile kapatılarak, sıcak iklim şartlarında soğutma ihtiyacı için kullanılması, bilinen en eski yöntemlerdendir. Suyun buharlaştırılması, rüzgâr esintisinin yönlendirilmesi ve diğer doğal soğutma yöntemleri kullanılarak; sağlıklı ve konforlu yaşam şartları oluşturulmuş, gıdalar daha uzun süre muhafaza edilebilmiştir.

İnsanlar, tarihin en eski zamanlarından 1900'lü yıllara kadar, soğuk mevsimlerde topladıkları doğal buzları; farklı şekillerde inşa ettikleri buzhanelerde saklayarak ihtiyaç duydukları zamanlarda kullanmışlardır. 1800'lü yıllarda Amerika Birleşik Devletleri'nde, Hudson Nehri ve Maine Eyaleti coğrafyasında oluşan doğal buzlar önemli bir ticaret kaynağı olmuştur. Avrupa'da ise Norveç'ten çıkartılan doğal buz kalıpları oldukça fazla talep almıştır. 19'uncu yüzyılda, Amerika Birleşik Devletleri'nden çıkartılan toplamda 225.000 ton ağırlığa varan doğal buz kalıpları, gemilere yüklenerek Avustralya'ya varıncaya kadar birçok sıcak ülkelere sevk edilmiştir.

1.2. Soğutma Makinelerinin Gelişimi

Doğal soğutma yöntemlerinin kullanımı ile birlikte soğutma alanındaki makineleşme sürecine değinebiliriz. Tarihte ilk soğutma makinesi icat eden makine mühendisi ve mucit Ting Huan, 2'nci yüzyılda Çin Han Hanedanlığında önemli mekanik buluşlar gerçekleştirmiştir. Ting Huan, her biri 3 m çapında toplam yedi fandan oluşan, hepsi aynı anda takım halinde ve bir insanın kol gücüyle çalışan bir klima fanı tasarlayarak hanedanlık sarayının salonunu soğutmayı başarmıştır. Söz konusu klima fanı esirler tarafından el yordamı ile çalıştırılmıştır. Çinliler, iklimlendirme üzerine yaptıkları bilimsel çalışmaları bununla sınırla bırakmamış, daha gelişmiş teknikler kullanarak

soğutma etkilerini artırmışlardır. Tang Hanedanı İmparatoru Xuanzong, 747 yılında, Tang Hanedanı sarayında, insan gücü yerine su gücüyle çalışan klima fanlarının kullanıldığı soğutulmuş salonlar inşa ettirmiştir (Needham, 1965).

1.3. Soğutma Sistemlerinin Gelişimi

17'nci ve 18'inci yüzyıllara geldiğimizde dünyanın farklı yerlerinden birçok bilim insanı, doğal yöntemlerin dışında çeşitli bilimsel yöntemler kullanarak soğutma gücü elde edebilmek amacıyla maddenin fiziksel hal değişimini incelemişlerdir. Farklı kompresör türlerinin icat edilmesi ve soğutma çevrimlerinin bulunmasıyla birlikte günümüzde kullanılan soğutma makinelerinin ilk örnekleri ortaya çıkmıştır. 1755 yılında İskoçya'lı bilim insanı William Cullen, eteri düşük basınç altında buharlaştırarak buz üretmeyi başarmış ve bu alanda ilk adımı atarak sonraki çalışmalara öncülük eden kişi olmuştur. Daha sonra ulaştığımız bilgi ise; Oliver Evans tarafından önerilen, kapalı bir çevrimde uçucu bir sıvı kullanılarak suyun dondurulup buza çevrilmesi teoremi olmuştur (Evans 1805). 1810 yılına geldiğimizde, Sir John Lesley benzer bir çalışma prensibi kullanarak buz yapma makinesi üretmeyi başaran ilk bilim insanı olmuştur. Evans, daha sonra bu teoremden yola çıkarak, basınç altında buharlaştırılan eterin su soğutmalı bir ısı eşanjörüne pompalanmak suretiyle yoğuşturulması ve sıvı hale geçen eterin yeniden kullanılarak kapalı bir çevrim oluşturulması yöntemiyle soğutma gücü elde edilen bir sistem tasarlamıştır. 1828 yılına gelindiğinde, bu sefer hava dolaşımlı soğutma sistemi tasarlamış ancak her iki soğutma sistemini de hayata geçirememiştir. Bu gelişimin tarihindeki dönüm noktası ise 1834 yılına gelindiğinde Perkins'in, günümüzde kullandığımız soğutma makinelerinin ilk örneği olarak buhar sıkıştırma makinesini üretmeyi başarması ve patentini alarak kayıtlara geçmesi olmuştur. Bu makine; uçucu bir akışkanın gaz haline geçmesiyle soğutma gücü elde ettikten sonra gaz haline geçen bu akışkanı kütle kaybı yaşamadan yoğuşturup sıvı haline getirerek tekrar kullanılır duruma getiren kapalı bir çevrim olarak ifade edilmektedir (Perkins, 1834). Burada kullanılan mekanik buhar sıkıştırma yönteminin, soğutma tekniği alanında yapılan birçok araştırmaya ışık tuttuğu bilim insanları tarafından kabul edilmiş ve bu çevrim, Perkins Çevrimi olarak adlandırılmıştır. Modern soğutma makinelerinin gelişiminde büyük katkısı olan Perkins ile ilgili daha fazla bilgiye ulaşılamamıştır. Daha sonra İskoçyalı

bilim insanı James Harrison 1837 yılında Avustralya'ya giderek 1850'li yıllara kadar soğutma makinesi üretmeyi başarmıştır. 1856 yılına geldiğimizde ise Alexander Twinning günlük bir ton buz üretme kapasitesine sahip soğutma makinesi üretmeyi başarmıştır. (Calm ve Didion, 1997).

Willis Haviland Carrier, Amerika Birleşik Devletleri New York eyaletinde bulunan bir matbaanın verimliliğini artırmak için ortamın sıcaklık ve nem değerlerini istenilen seviyeye getirmeyi başarmış; buradaki çalışmalarından yola devam ederek günümüzde kullanılan klimaların ilk örneği olan klima cihazını 1902 yılında üretmeyi başarmıştır. 1902 yılına gelinceye kadar yapılan birçok soğutma makinesi denemelerinde elde edilen değerli bilgi ve tecrübelerden yola çıkan Willis Haviland Carrier; havayı soğuk suyla dolu bobinlerden geçirerek, hem havanın soğumasını hem de havada bulunan nemin alınmasını sağlayarak daha verimli bir soğutma makinesi icat etmiştir. 1933 yılında yapılan çalışmalarda, kayışla hareket eden bir yoğuşma cihazını; hava üfleyen bir fan, mekanik bir kontrol ünitesi ve buharlaştırıcı bobin cihazı ile birleştirerek daha verimli bir klima cihazı geliştiren Carrier Şirketi, bu cihaz ile yeni nesil klima sistemlerine öncülük etmiştir. Günümüz klima sistemleri, çalışma prensibi olarak Carrier'in 1933 yılında ürettiği klima sistemi ile aynı temele dayanmakta; ilave olarak yeni nesil kompresör teknolojisi, otomatik kontrol sistemleri, elektronik sensör teknolojisi, yeni nesil malzemeler ve enerji verimliliğindeki gelişmeleri içermektedir (Ingels, 1952).

Araştırmacılar, 1974 yılında HFC'lerin emisyon değerlerinin stratosferdeki ozon tabakasını delerek Dünya atmosferine zarar verebileceği seviyede olduğunu öngörmüşlerdir. 1985 yılına gelindiğinde, Antarktika üzerinde bulunan ozon tabakasının tahrip edildiği ölçümlerle kanıtlanmıştır. 1987 yılında Montreal Protokolü ile CFC'lerin üretimi ve tüketimi sınırlandırılmıştır. 2008 yılına gelindiğinde, stratosferik klor miktarı, 1990'ların sonunda ulaşılan zirve değerlerine göre %10 daha düşük değerlere ulaşmış ve azalmaya devam etmiştir. 2010 yılının Ocak ayında yapılan protokol uyarınca CFC'lerin global üretiminin sona ermesi hedeflenmiştir. 2009'da Montreal Protokolü 196 ülke tarafından evrensel olarak onaylanarak Avrupa Birliği ülkelerinde HCFC kullanımına son verilmesi hızlandırılmıştır. 1990 yılından günümüze gelindiğinde HFC emisyonlarında, Montreal Protokolünün ve müteakip değişiklikler ile yürürlüğe giren düzenlemelerin bir sonucu olarak büyük ölçüde azalma sağlanmıştır. Günümüzde HCFC-22 soğutucu akışkanının yerine kullanılabilecek alternatif soğutucu akışkanlardan klor içermeyen,

verimli performans sağlayan ve küresel ısınmaya karşı düşük bir etkiye sahip olan ürünler bulmak için birçok araştırma devam etmektedir.

İlk 100 yıldaki en yaygın soğutucu akışkanlar, bilinen solventler ve diğer uçucu akışkanlardır. Söz konusu soğutucu gazlar, mevcut olan etkin soğutucu akışkanların ilk neslini oluşturmaktadır. Neredeyse tamamı yanıcı ve zehirli olan bu ilk soğutucu gazların bazıları reaktif olduğundan çok fazla kaza meydana gelmiştir. Bunun üzerine bir takım şirketler, amonyağa (R717) alternatif olarak önerdikleri "kokusuz, emniyetli ve soğutucu" özelliklere sahip olan propanı (R290) pazarlamışlardır. Propanın nötr bir kimyasal olduğu, herhangi bir aşındırıcı etki meydana getirmediği, sağlığa zararlı olmadığı bilgilerinden yola çıkarak, rahatsızlık duyulmadan buharında çalışılabileceği bilgisine ulaşılmıştır.

Endüstriyel uygulamalarda, yüksek yanıcılık özelliğinin büyük tehlike oluşturması sebebiyle, hidrokarbonların yerine amonyak kullanımı günümüze kadar devam edegelmiştir. Kullanıcı dostu tasarım imkânı sunan, iyi bir performans sergileyen ve verimliliği yüksek soğutucu maddelerin incelendiği resmi kayıtlara geçen ilk çalışma, 1920'li yıllarda ortaya çıkmıştır. Psikrometrik ve iklimlendirme alanındaki ilerlemeleri ile tanınan Willis H. Carrier ve R.W Waterfill, pozitif deplasmanlı ve santrifüjlü (radyal turbo) sıkıştırma makinelerinde uygunluğa yönelik bir takım aday soğutucu akışkanları araştırmış ve bunları geliştirmeye odaklanmıştır. Karbon dioksit (R744) performansının sıvı soğutma çevrimi ve miktarına bağlı olduğu, fakat analiz edilen akışkanların en düşük tahmin değerini sağladığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca, amonyak ve suyun (R718) aranan şartları sağlayabilmesi için santrifüj kompresörlerin çok fazla aşamadan geçmesini gerektirdiğinden suyun düşük bir verimlilik sağlayacağını belirtmişlerdir. Kükürt dioksiti (R764) güvenlik gerekçelerinden dolayı, karbon tetraklorürü (R10) ise su yapısındaki metaller ile uyum sağlamadığı için reddetmişlerdir. İlk santrifüj makinası için dieleni (1, 2-dikloroeten, R1130) seçmiş, ancak bu seçimden sonra kaynak bulmak için uluslararası araştırma yapılmasına gerek duymuşlardır (Ingels, 1952).

İkinci nesil, emniyetin ve devamlılığın sağlanması adına fluorokimyasallara geçişle başlamıştır. Sık kullanılan metil format (R611) ve kükürtdioksit (R764)'ten oluşan kaçaklar, endüstriyel soğutucu kullanımının yerine herkesin evinde kullanabileceği buzdolaplarının pazara sunulmasını geciktirmiştir. Karbon tetraflüorür

(R14) için yayınlanan kaynama noktası organik florürlere dikkat çekmiş ancak gerçek kaynama sıcaklığının yayımlananlardan çok daha düşük olduğundan şüphelenilmiştir. Elementlerin periyodik tablosuna yönelen Midgley, değişkenliği ortadan kaldıran unsurları hızlı bir şekilde elemiştir. Daha sonra, düşük kaynama sıcaklıklarına dayanan kararsız ve zehirli bileşiklerin yanı sıra durağan gazlarla sonuçlananları da elemiştir. Karbon, azot, oksijen, kükürt, hidrojen, flor, klor ve brom gibi sekiz element kalmıştır (Midgley 1937). Midgley ve meslektaşları, 1928 yılında başladıktan sonraki 3 gün içinde bu elementlerden oluşan bileşiklerin yanıcılık ve zehirlilik açısından kritik gözlemlerde bulunmuştur. Ayrıca, o sırada bilinen her soğutucu maddenin, söz konusu elementlerin sadece yedisinde (florin hariç) hepsinin birleştiğini belirtmiştir. Florokimyasal soğutucu akışkanlarla ilgili ilk yayımlarında; hidrokarbonların klorlama ve florinasyonunun kaynama noktasını, yanabilirliği ve zehirliliği nasıl etkilediğini göstermişlerdir (Midgley ve Henne, 1930).

R12'nin ticari üretimi 1931'de başlamş, onu 1932'de R11 izlemiştir (Downing 1966, 1984). Klorofluorokarbonlar (CFC'ler) ve sonrasında özellikle konut ve küçük ticari klimalarda ve ısı pompalarında hidroklorofluorokarbonlar (HCFC'ler); 1950'li yıllardan itibaren ikinci nesil soğutucu akışkanların hakimiyeti altına girmiştir. Amonyak, büyük endüstriyel sistemlerde, özellikle gıda-içecek işleme ve depolamada en popüler soğutucu akışkan olarak devam etmiş ve günümüzde halen devam etmektedir.

Atmosfere serbest bırakılan CFC'lerin, koruyucu özelliğe sahip olan ozon tabakasının tükenmesinden sorumlu tutulması; stratosferik ozon koruması konusuna dikkatleri çekerek üçüncü kuşağın oluşumunu hızlandırmıştır. Viyana Sözleşmesi ve Montreal Protokolü sonucunda ozon delici maddelerin (ODS) terk edilmesi zorunlu kılınmıştır. Geçici kullanım için HCFC'ler ve uzun vadede HFC'ler önemini korumuştur. Kamu ve özel araştırma programları, hem ek florokimyasal olmayan hem de hidrofloroeter (HFE) adaylarını sistematik olarak incelemiş, fakat umut vadeden yalnızca birkaç seçenek ortaya çıkmıştır.

1989 yılı sonlarında üretici firmalar ilk alternatif soğutucu akışkanlarını ticari piyasaya sunmuş ve 10 yıl içerisinde ozon tabakasına zarar veren soğutucu akışkanlara alternatif sunmuşlardır. Çoğunlukla gelişmiş olan ülkeler, Montreal Protokolü (1987) tarafından öngörülen şekilde, yeni ekipmanlarda CFC soğutucu akışkan kullanımını 1996

yılına kadar aşamalı olarak tamamlamıştır. Montreal Protokolü 5. Maddesi, Protokol'de tanımlanan şekilde ozon tüketen maddelerin önceden kullanım seviyesine ilişkindir. Ulusal yönetmeliklerle sınırlandırılmadığı sürece, CFC soğutucu kullanan mevcut ekipmanlar için kullanımdan kaldırılıncaya kadar devamlı servis ve kullanımına izin verilmiştir.

R22'lerin dönüşümünün, R134a'nın R12 birimlerinde kullanılabilirliği gibi olmaması nedeniyle, R407C İsveç'te büyük perakendeciler tarafından pazarlanmaktaydı. R407C'nin zeotropitesine bağlı belirli özellikler, birçok uygulama türü ve devre tasarımı için daha uygun bir seçim olmuştur. Bu tasarımlar ve uygulamalar, İsveç soğutma ve ısı pompası alanında yaygın olarak kullanılmıştır. Yaklaşık olarak 1997 yılında İsveç soğutma toplumunun büyük bir kısmı nihai R22 dönüşümünü beklemekte iken, R-134a'nın R12 makinelerinde çalışabildiği gibi mevcut R22 makinesinde de çalışma alanına sahip olmuştur.

Soğutma tarihi boyunca, bir dizi soğutucu akışkan zamanla kullanım dışı bırakılmıştır. Önceden kullanılan kimyasallar zehirli olmaları, yanıcı olmaları, mide bulantısına neden olmaları veya yeni kullanılan kimyasalların önceki kimyasallardan daha iyi termodinamik özelliklere sahip olmaları sebebiyle kompresörlü soğutucu makinelerde tercih edilen soğutucu maddeler zaman içerisinde değişiklik göstermiştir. Daha önceki soğutucu kimyasalların kullanımına son verilmesindeki amaç genel olarak ya çalışan personel için çalışma koşullarının iyileştirilmesi ya da bazı soğutucu kimyasalların yanıcılığından kaynaklanan çalışma risklerinin azaltılması olmuştur. Yapılan bu değişiklik ve modernizasyonların çoğu, soğutma sistemlerinin ev aletleri pazarına da ulaşmasını amaçlamıştır. 1920'li yıllarda ev aletleri pazarına girmek çok büyük bir mesele olmuştur. Sektör temsilcileri, mekanik soğutmanın güvenli yapılmaması durumunda asla ev aletleri pazarına girilemeyeceğini savunmuşlardır. Aşılması gereken en önemli sorun, kullanılan tüm soğutucu kimyasalların zehirliliği ya da yanıcılığı olmuştur.

Midgley, 1930'da geliştirip patentini aldığı yeni soğutucu kimyasal olan diklorodifluoro-metan (R12)'ın tanıtımını American Chemical Society'ye bir gösterim yaparak gerçekleştirmiştir (Midgley 1930). 1930'lu yılların perspektifi ile CFC'ler nihai soğutma maddeleri gibi görünmekteydi. CFC'ler; zehirli ve yanıcı olmayan, mevcut

kayganlaştırıcılarla verimli olarak çalışan, iyi termo-fiziksel özellikler gösteren ve kimyasal olarak kararlı olan karışım maddeleriydiler. CFC'lerin kararlılığı sebebiyle daha gelişmiş soğutucu akışkanlara uzun dönem ihtiyaç duyulmamıştır.

Eski soğutucu akışkanlarla (amonyak, kükürt dioksit, dimetil eter, karbondioksit ve çeşitli hidrokarbonlar) karşılaştırıldığında, CFC'ler ve daha sonra HCFC'ler mükemmelmiş gibi görünmekteydi. HFC'ler gibi diğer bileşikler de araştırılmış, ancak CFC'ler ve HCFC'ler mükemmel kabul edildiğinden, diğer alternatiflere ilgi gösterilmemiştir.

Yapılan araştırmalarda, insanlar tarafından yapılan ve klor içeren bileşiklerin katalizör görevi yaparak stratosferik ozon tabakasını parçalayabileceği görülmüştür. Güneş'ten gelen mor ötesi ışınlar, klorlu hidrokarbonların moleküllerini parçalayabilmekte, kloru serbest bırakabilmekte ve bu da ozonun (O_3) normal oksijen gazına (O_2) parçalanmasında katalizör görevi görebilmektedir. Klorlu hidrokarbonları üreten gazlardan başlıcaları Freon gazlarıydı. Ama o zamanlar, ağır Freon moleküllerinin stratosferik ozon tabakasına nasıl ulaşabildiklerini kimse göstermemiştir. Bundan kısa bir süre sonra bunun nasıl mümkün olduğunu gösterebilecek bir model sunulmuştur. Buna rağmen eleştirmenler, stratosferik ozon tabakasının zarar görmesine dair herhangi bir işaret olmadığını ve hükümetlerin CFC'ler ve HCFC'lerin kullanımının yasaklanmasına yönelik yasalar çıkarmadan önce ihtiyatlı davranmaları gerektiğini savunmuşlardır.

Resmi bildirilerde R12 yerine kullanılabilecek bir bileşik olmadığı iddia edilmesine rağmen, R134a bileşiği mevcut bulunduğu görülmektedir. Otuzlu yıllardan itibaren kimyasal bileşik olarak bilinen R134a'nın termofiziksel özelliklerinin şaşırtıcı derecede iyi tanımlanmasına rağmen CFC'lerin mevcut olması nedeniyle, R134a veya başka HFC'ler kullanılmamıştır. Bu nedenle, söz konusu bileşiklerin üretimi yapılmamış ve piyasada kullanımı olmamıştır. R134a'nın termo-fiziksel özellikleri, R12 bileşiğinin özelliklerine çok yakın olduğundan soğutma makinesinin veya ısı pompasının çalışma ortamında yapılan değişiklikler ve bazı küçük işlemler sayesinde R12'nin performansı sağlanmıştır. Bu gelişme neticesinde yeni yağlama maddeleri ihtiyacı ve malzeme uyumluluğu problemleri ortaya çıkmıştır.

Antarktika'da bulunan İngiliz Halley Körfezi istasyonu tarafından, 1982 yılı ve sonrasında istasyon üzerinde ozon tabakasının ciddi şekilde tükendiği gözlemlenmiştir.

1957 yılından itibaren gelişmiş ekipmanlara sahip olmaları, ölçümlerin kesin olarak doğru kabul edilmesini sağlamıştır. Yeni oluşan ihtiyaçlar doğrultusunda cihazlarını yükseltmeye karar vermişlerdir. NASA'nın Halley Körfezi raporunu ciddiye almasına rağmen her iki kurum da daha önceki yıllardan Nimbus 7 uydusunun verilerini yeniden değerlendirmiş ve yeni ölçümler yapmışlardır. Nimbus 7 uydusunun ilk olarak ozon seviyelerini ölçmek için tasarlanmamış olmasından yola çıkılarak; uydudan gönderilen verilerin büyük çoğunluğunun ham veri olduğu, ozon ölçümlerinde elde edilen düşük değerlerin ise sadece zayıf ölçüm değerleri olduğu varsayılmıştır. 1986 yılında doğada yapılan NASA ölçümleri üzerine yayımlanan raporda; Antartika üzerindeki stratosferik ozon tabakasının inceldiğini ve bir delik oluştuğunu gösteren bulgulara ulaşıldığı bildirilmiştir. Artık ozon tabakasının inceldiği konusunda şüphe kalmamıştır. CFCs gibi ağır moleküllerin atmosfere taşınmasına neden olan mekanizmaların ve bunların katalitik etkilerinin ozon tabakasına zarar verdiği tespit edilmiş ve eleştirmenlerin bu konuda göz ardı edildiği anlaşılmıştır.

1987 yılında, dünyanın çeşitli ülkeleri Montreal Protokolünü imzalayarak ozon tabakasını delici maddelerin kullanımının engellenmesini önermiştir. Londra, Kopenhag ve Viyana'da toplanan katılımcı ülkeler Montreal Protokolünde yasa değişiklikleri yapmışlardır. Her bir yasa değişikliği ile önerilen kullanım engelleme takvimi hızlandırılmıştır. Londra'da yapılan değişiklikle, daha az zararlı HCFC'lerin azaltılmasına ilişkin bir karar alınmış, tarihler ve kotaları ise Kopenhag'da belirlenmiştir.

Hizmet sektörü ve işletme sahipleri R22'nin yerine alternatif kimyasal kullanımını ilk zamanlarda önemsememiş ve uygulamaya almamışlardır. Alternatif soğutucu akışkanların bulunmasına yönelik çalışmaların yetersiz kalması sonucunda bu alandaki girişimcilerin başarısız olacağı düşünülüyordu. Bu süreçte, laboratuvar ortamında yürütülen alternatif soğutucu çalışmaları, soğutma sektöründe hizmet veren deneyimli firmalar tarafından çok fazla rağbet görmemiştir.

Anlaşıldığı gibi klima sistemlerinde kullanılan ozon tabakasına zarar veren mevcut soğutucu akışkanların, ozon tabakasına zararsız olan soğutucu akışkanlarla değiştirilmesi gerekmektedir. Bu amaç doğrultusunda yapılan tez çalışmasında, soğutma kapasitesi 2.05 kW olan konut tipi klima sistemindeki R22 yerine alternatif R417A ve R422D soğutucu akışkanlarının kullanılması sonucunda oluşan etkiler deneysel olarak

araştırılmıştır. Bu araştırmada *drop-in* bir uygulama yapılmıştır. Mevcut sistemde herhangi bir değişiklik yapmadan, özellikle kompresör için yağ değişimi yapılmasına gerek kalmadan, yalnızca R22 soğutucu akışkanı yerine kullanılacak olan alternatif R417A ve R422D soğutucuları sisteme yüklenerek uygulama gerçekleştirilmiştir. R417A ve R422D soğutucu akışkanlarının tercih edilme sebebi uygun buharlaşma sıcaklığı (yüksek ve orta) değerlerine sahip olmaları ve ODP değerleri sıfır olmasıdır.

Bölüm 2'de literatür araştırması sunulmaktadır. Öncelikle detaylı bir literatür araştırması yapılmış ve deney sistemi (soğuk muhafaza odası ile elektronik ölçüm cihazları) buna göre tasarlanıp imal edilmiştir. Literatürde boşluklar tespit edilmiş, R22 yerine hangi gazların alternatif soğutucu (R417A ve R422D) olarak kullanılabileceği tespit edilmiştir. Ölçümlerle elde edilen sonuçların hangi parametreler cinsinden sunulacağı da yine bu bölümün neticesinde belirlenebilmiştir.

Deneysel çalışmada kullanılan materyal ve metot Bölüm 3'de ele alınmıştır. Deneysel verileri elde etmek için kullanılan ölçüm cihazları hakkında bilgiler, deney sistematiği ve yöntemi açık bir şekilde sunulmuştur. Ayrıca elde edilen verilerin nasıl işlenip değerlendirildiği de bu bölümde yer almaktadır.

Deneysel çalışma sonucu toplanan verilerin işlenmesi sonucunda elde edilen bulgular ve tartışma Bölüm 4'de verilmektedir. Burada, deneysel sonuçlar detaylı bir şekilde analiz edilip değerlendirilmektedir. Sistemin enerji parametreleri elde edilmiş ve her gaz için elde edilen ölçümler kendi aralarında karşılaştırılmak üzere aynı grafik üzerinde sunulmuştur. Sistem enerji parametrelerinin gaz tiplerine göre nasıl değiştiği saptanmıştır. Grafiklerle belirtilen sonuçların geniş bir analizi ve yorumu yapılmıştır.

Son olarak Bölüm 5'de deneysel araştırma konusundan elde edilen bulgular eşliğinde genel bir değerlendirme yapılıp, çalışmanın akademik ve mühendislik açısından kazanımları sunulmuştur. Tez konusuyla ilgili araştırmanın bir devamı olarak ileriye dönük bazı önerilerde bulunulmuştur.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

2.1. Literatür Taraması

Literatürde hidroklorofluorokarbonlardan (HCFC) R22 gazıyla çalışan klima sistemlerinin, ozon tabakasına zararsız alternatif soğutma gazlarıyla uygulamalı olarak denendiği çalışmalar olduğu görülmektedir. R22 soğutma gazına alternatif olarak yeni soğutma gazlarının araştırılması yönünde çalışmalar hızla artmaktadır (Yang ve Wu 2013; Aprea ve ark. 2014). Klima sistemlerinde özellikle konut tipi klima cihazlarında ozon tabakasına zararsız soğutma gazları kullanılarak yapılan deneysel araştırmalar (Suzuki ve ark. 1998; Devotta ve ark. 2001; Kapadia ve ark. 2009; Padmanabhan ve Palanisamy 2013; Padalkar ve ark. 2014) her geçen gün yeni bulunan olumlu bilgilerle R22 soğutma gazının yerine alternatif yeni soğutma gazlarının kullanılmasının gerekli olduğu vurgulanmaktadır. Son zamanlarda yapılan araştırmalarda, söz konusu çalışmalara benzer olarak, soğutucu veya ev tipi buzdolapları da araştırma konuları arasında yer almıştır (Mohanraj 2013; Yu ve Teng 2014; Joybari ve ark. 2013).

Mohanraj ve ark. (2009), Bhatkar ve ark. (2013) ve Mohanraj ve ark. (2011) soğutma ve/veya iklimlendirme sistemlerinde alternatif soğutucu akışkanlar kullanımının etkilerini, literatür araştırmasına dayanarak yaptıkları derleme çalışmaları ile kapsamlı bir şekilde ortaya koymuşlardır. Bu derleme çalışmalarına göre, HC bazlı soğutucu karışımların, buhar sıkıştırmalı sistemlerde mevcut halojenli soğutucuları aşamalı olarak azaltmak için uzun vadeli bir alternatif olarak tanımlandığı sonucuna varılabilir. Önceki yapılan çalışmalarda, klima sistemlerinde R22 soğutma gazına alternatif olarak yeni soğutma gazlarının kullanılmasına yönelik deneysel çalışmalrın drop-in ve retrofit olmak üzere ikiye ayrıldığı görülmektedir. Birinci yöntemde klima sisteminde kullanılan cihazlara müdahele edilmeden yalnızca araştırma konusu soğutma gazının yer değiştirmesi sonucu sistem performansı incelenir (Cabello ve ark. 2013; Llopis ve ark. 2011; Zhao ve ark. 1999; Park ve ark. 2009; Mani ve Selladurai 2008; Farraj ve ark. 2012). Retrofit olarak adlandırılan çalışmada; klima sisteminde kullanılacak olan soğutma gazına uyumlu olacak şekilde, klima sisteminde kullanılan cihazlardan veya yağlardan gerekli olanlarının değişiklik yapılarak uyumlu hale getirilmektedir (Devotta ve ark. 2005; Yang ve Wu 2013; Aprea ve ark. 2014; Chinnaraj ve ark. 2011; Wu ve ark. 2012; Vijayan ve Srinivasan 2009; Yu ve Teng 2014).

Menlik ve ark. (2013) buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminde R22 soğutma gazı ve yerine kullanılabilecek R407C ve R410A soğutma gazlarını kullanarak enerji, ekserji ve performans karşılaştırmasını yapmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre R22 akışkanı yerine bir alternatif olarak R407C'nin, R410A'ya göre daha iyi olduğunu tespit etmişlerdir. Torella ve ark. (2010), R22 soğutucu akışkanla çalışan su soğutma grubunu, R417A ve R422D gazıyla değiştirerek enerji performansı yönünden değerlendirmişlerdir. Çalışmada çevre sıcaklığıyla sıkıştırma oranı, evaporatör ve kondenser sıcaklıklarıyla çevre sıcaklıkları, soğutucu akışkan kütlesel debisiyle çevre sıcaklığı, kompresörün harcadığı enerjiyle çevre sıcaklığı ve soğutma kapasitesiyle çevre sıcaklığı değişimlerini 3 farklı gaz için değerlendirmişlerdir. Sonuçlarda her gaz için evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının farklı olduğu, diğer gazlarla çalıştığında soğutma kapasitesi ve enerji tüketiminin azaldığını söylemişlerdir.

Devotta ve ark. (2001) klimalar için HCFC-22 akışkanına bir alternatif olarak R134a, R290, R407C, R410A akışkanlarını ve R32, R134a ve R125 akışkanlarının bir karışımını araştırmışlardır. Bulgulara göre HFC-134a soğutucu akışkanının en yüksek COP değerini sağladığı, ancak kapasitesi en düşük olan akışkan olup büyük kompresörleri gerektirdiği görülmüştür. HC-290'ın karakteristiklerinin HCFC-22'ye oldukça yakın olduğu ve bu akışkan ile kullanılacak kompresörlerin çok az modifikasyon gerektirdiğini belirtmişlerdir. Bu yüzden, soğutucular için, HC-290'ın risk kaygılarını azaltmayı gerçekleştiren muhtemel bir akışkan olduğunu ifade etmişlerdir. Yeniden uyarlanan bir sistem (*retrofit: Kullanılan gazdan dolayı sistemde yapısal bir değişiklik zorunlu oluyorsa retrofit çalışmadır.*) için ise R407C soğutucu akışkanının en iyi seçenek olduğunu saptamışlardır.

Wang ve ark. (2011) yeni bir soğutucu olan R125/R600a karışımının kullanılması ile buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimininin termodinamik analizini yapmışlardır. Sistem performansını etkileyen parametreleri ve faktörleri araştırmışlardır ve bunları sistemde R22'nin mevcut olması durumu ile karşılaştırmışlardır. R125/R600a soğutucu karışımları R22'den daha iyi enerji parametrelerini verecek şekilde cesaret verici sonuçlar elde edilmiştir, ancak iklimlendirme uygulamalarında volümetrik soğutma kapasitesi kaybı olduğu belirtilmiştir.

Wang ve ark. (2012) inverterli ısı pompası sistemlerde R125 gazının, kritik nokta civarındaki çalışması incelenmiştir. Farklı kompresör hızları altında sistemin COP ve ekserji verimliliği araştırılmış, sonuçlarda ekserji verimliliğinin başlangıçta yükseldiğini ancak son ürün olan sıcak suyun sıcaklığının artmasıyla azaldığını belirlemişlerdir. Çalışmanın gelecekteki ısı pompası uygulamaları için rehber olacağını belirtmişlerdir.

Aprea ve ark. (2011) R22 gazı ile çalışan soğuk muhafaza dolaplarında, sisteme R422D koyarak, deneysel bir çalışma yapmışlardır. Üç farklı çalışma şartında yapılan deneylerde, dış ortam sıcaklığı 35°C de sabit tutulmuştur. Bu deneylerde soğutma kapasitesi, elektrik tüketimi, COP ve çalışma şartları tespit edilmiştir. Sonuçlarda R422D soğutma gazı kullanılan çalışmada soğutma kapasitesinin, R22 den daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Elektrik tüketiminin de R22'li çalışmadan daha fazla olduğu söylenmiştir.

Aprea ve Maiorino (2011) R422D soğutucu akışkanının çevresel etkilerini araştırmışlardır. Yaptıkları deneylerde, soğuk depo muhafaza sıcaklıklarını -5°C, 0°C, 5°C ve 10°C değerlerinde tutmuşlar, dış ortam sıcaklıklarını deneyin yapıldığı şehrin sıcaklık değerlerini almışlardır. Böylece yılın 12 ayı için her saatte dış ortam sıcaklığının simülasyonunu elde etmişlerdir. Toplam eşdeğer ısınma etkisini (TEWI, kg_{co2}) hesaplamışlar, iki gaz için farkı mukayese etmişlerdir.

Aprea ve ark. (2004a) yaptıkları çalışmada, klasik on-off sistemiyle kapasite ayarlayan sistem ile, farklı hızlarda kapasite ayarlaması yapan cihazların enerji performansı yönünden mukayesesini yapmışlardır. Değişken devirli kapasite kontrol çalışmaları, 30-50 Hz aralığında yapılmıştır. Çalışmada yarı-hermetik pistonlu kompresör kullanılmıştır. Sistem ticari soğuk muhafaza deposu olarak tasarlanmıştır. Çalışmada R22 ile beraber, bu soğutucunun yerine R407C, R507 ve R417A soğutucuları kullanılarak deneyler tekrarlanmıştır. Sonuçlarda R407C gazı ile çalışmada, klasik on-off kontrol yerine inverter kullanıldığı zaman, ortalama %12 daha az elektrik enerjisi harcandığı görülmüştür. Diğer gazlarla mukayese edildiğinde sadece R22 soğutucu akışkanının R407C'den daha iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

Aprea ve ark. (2004b) yaptıkları deneyle R22 ve R417A gazlarını performanslarını mukayese etmişlerdir. Deney düzeneğinin, su soğutma sistemi ve ısı pompası olarak kullanılmasını tasarlamışlardır. Su tarafında kütlesel debiyi 3 farklı

değerde sabit tutarak farklı çalışma sıcaklıkları için verileri toplamışlardır. Sonuçta R22 soğutucu gazlı çalışmanın, COP ve ekserji etkinliğinin, R417A gazlı çalışmaya göre daha yüksek olduğunu söylemişlerdir. Mineral tipteki kompresör yağının değişimine gerek olmadığını, bunun sistemin uygulanmasında önemli bir kolaylık olduğunu söylemişlerdir.

Aprea ve Renno (2004) yaptıkları çalışmada R22 ve R417A gazlarının performanslarını soğuk muhafaza deposu cihazları için mukayese etmişlerdir. Çalışmada kullanılan genleşme valfi R417A için özel olarak imal edilmediği için benzer karışım özelliği gösteren R407C soğutucu akışkanı için üretilmiş valf kullanılmıştır. R22 için mevcut termostatik genleşme valfini kullanmışlardır. Deneylerde soğuk oda muhafaza sıcaklıklarını -5°C, 0°C ve 5°C de tutmuşlardır. Dış ortam sıcaklığını da, 32°C'de sabit tutmuşlardır. Her iki gaz için de deneyleri tekrar etmişler ve elektrik tüketimi, kütlesel debi, sıcaklıklar ve basınç gibi verileri toplamışlardır. Elde edilen sonuçlardan enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. R22 soğutucu akışkanlı sistemin COP değerinin R417A'dan, ortalama %15 daha iyi olduğunu belirtmişlerdir.

Kalaiselvam ve Saravanan (2009) çalışmalarında, R22, R407C ve R417A gazlarının performanslarını mukayese etmişlerdir. Deney sistemlerinde 3 ayrı gaz için 3 adet aynı kapasitede skrol tip kompresör kullanmışlardır. R407C için POE tip yağ (HFC, CFC ve HCFC soğutma gazları uyumlu çalışan polyester yağ), R22 ve R417A soğutucu akışkanları için mineral tip yağ kullanılmıştır. Çalışmalar için ekserji analizleri yapılmış, dış sıcaklıkla COP değişimi incelenmiştir. Sonuçlarda en yüksek COP değerinin R22 sisteminde olduğu, daha sonra sırasıyla R417A ve R407C soğutucularının geldiği tespit edilmiştir.

Arora ve Sachdev (2009), R22 soğutma gazı ile R422A, R422B, R422C ve R422D soğutma gazlarını, mühendislik denklemleri çözüm yazılımıyla geliştirdikleri hesaplama metoduyla mukayese etmişlerdir. Karşılaştırmada, volümetrik verim, soğutma kapasitesi, kompresör basma basıncı sıcaklığı, COP ve ekserji verimliliği değerleri incelenmiştir. Sonuçlarda R22 gazının ekserji verimliliği değerinin diğer gazlardan daha yüksek çıktığı ifade edilmiştir.

La Rocca ve Panno (2011), R22 soğutucu akışkanının yanı sıra, yeni nesil R417A, R422A ve R422D soğutucularının performanslarını çalışmalarında araştırmışlardır. Soğuk muhafaza tesisindeki deneysel çalışmada, 4 silindirli yarı-

hermetik kompresör kullanılmıştır. Bütün deneylerde aynı termostatik genleşme vanası kullanılmıştır. Sonuçlarda COP ile su/etilen glikol karışımın mukayesesi ve COP ile evaporatör sıcaklığının değişimi sunulmuştur. Ayrıca gazların, toplam eşdeğer ısınma etkisi (TEWI) incelenmiştir. Aynı şartlarda, büyükten küçüğe doğru COP değerlerinin R22, R422A, R417A ve R422D soğutucuları için elde edilebildiğini belirtmişlerdir.

Park ve ark. (2007) konutlar için klima ve ısı pompalarındaki HCFC-22 yerine kullandıkları iki saf hidrokarbon ile propilen, propan, HFC-152a ve dimetil-eter akışkanlarından oluşan yedi karışımın performans ölçümlerini yapmışlardır. Test sonuçları, bu karışımlar için COP değerinin HCFC-22'li duruma göre %5.7 daha yüksek olduğunu görmüşlerdir. Propan, soğutma kapasitesinde %11.5 düşüş göstermesine rağmen, akışkanların çoğunun HCFC-22'ninkine benzer bir soğutma kapasitesi olmuştur. Test edilen akışkanlar için HCFC-22'ye kıyasla sisteme şarj edilen akışkan miktarının %55'e kadar azaldığını not etmişlerdir. Sonuç olarak bu akışkanların çevresel herhangi bir probleme sebep olmadan makul enerji tasarrufu ile iyi performanslar sağladığını ve böylece bunların konut tipi klima ve ısı pompası uygulamaları için uzun vadeli alternatif akışkanlar olarak kullanılabileceğini önermişlerdir.

Llopis ve ark. (2011), yaptıkları çalışmada, R22 soğutucu akışkanıyla çalışan iki kademeli bir soğutma sistemini, R417B ve R422A soğutucularını kullanarak denemişlerdir. Su soğutmalı kondenser ve evaporatörde lehimli plakalı eşanjörler, genleşme vanası olarak dıştan dengelemeli termostatik genleşme vanası kullanılmıştır. Sisteme eklenen ve termostatik vanayla kontrol edilen subcooler vasıtasıyla kademeye soğutucu akışkan geçişi yapılmaktadır. Deneyler -31°C ila -17°C aralığındaki evaporatör sıcaklığı için yapılmıştır. Kondenser sıcaklığı 30°C ile 48°C arasında tutulmuştur. Sonuçlarda R22 gazlı çalışmanın en yüksek COP ye sahip olduğu, ardından sırasıyla R417A ve R422A geldiğini, kondenser ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak değişen grafiklerle göstermişlerdir.

Llopis ve ark. (2012), R22 gazıyla çalışan iki kademeli bir soğutma sisteminde, R417B, R422A ve R404A gazı kullanarak sistemin COP ve soğutma kapasitesi gibi enerji parametrelerini yaptıkları çalışmada değerlendirmişlerdir. Deney setinde, su soğutmalı kondenser ve evaporatör, ısı değiştirgeci olarak plakalı eşanjörler kullanılmıştır. Genleşme vanası olarak dıştan dengelemeli termostatik genleşme vanası kullanılmıştır.

Sistemdeki alt soğutma bölümünde plakalı eşanjör kullanılmıştır. Alt soğutma bölümünün kontrolü termostatik vanayla yapılmıştır. Sistemde sıcaklık ölçümü için 17 adet T tipi ısıl çift, 10 adet basınç trasdüseri, soğutucu akışkan debimetresi ve ikincil akışkanlar için 2 adet debimetre ve güç ölçerler kullanılmıştır. Dış ortam sıcaklığı 40°C değerinde sabit tutularak, çeşitli evaporatör sıcaklıklarında farklı gazlar için deneyler tekrar edilmiştir. Tüm deneylerde kompresör yağı olarak POE tipi yağ kullanılmıştır. Sonuçlarda -21°C evaporatör sıcaklığı için, büyükten küçüğe doğru COP değerleri sırasıyla R22, R404A, R417B ve R422A soğutucu akışkanları için tespit edilmiştir.

Cabello ve ark. (2013) tek kademeli soğutma sisteminde iç ısı değiştirgeci (IHX) kullanarak, R22 soğutucu akışkanının yerine kullanılabilen, R417B, R422A ve R404A soğutucularının performanslarını incelemişlerdir. Deney sistemlerinde açık tip iki pistonlu kompresör ve 3 kW'lık elektrik motoru, shell-tube tipi evoporatör, iç içe borulu tip kondenser, R22, R417B ve R422A soğutucu gazları için aynı termostatik genleşme vanası kullanılırken, R404A gazı için farklı genleşme vanası kullanılmıştır. İç ısı değiştirici, genleşme vanasından önce monte edilmiştir. İç içe borulu tip olan ısı değiştirgecinin iç borusundan buhar haldeki soğutucu akışkan geçerken, dış kısımdan iç akışa zıt şekilde sıvı haldeki soğutucu akışkan geçmiştir. Deneyler sabit kondenser sıcaklığında, 5°C, 0°C ve -5°C yoğuşturucu sıcaklık değerleri için, sistemde ısı değiştirgecinin mevcut olması ve mevcut olmaması durumlarında tekrarlanmıştır. Sonuçlarda, 4 farklı gaz için farklı evaporatör sıcaklıklarındaki COP değerleri, incelenmiş; sistemde ısı değiştirgecinin mevcut olduğu durumda, daha iyi sonuçların elde edildiği ifade edilmiştir.

Şencan ve ark. (2011), beş farklı alternatif soğutucu gazları için, yapay sinir ağlarıyla (ANN), termo-fiziksel özellikleri bulmak için çalışmışlardır. HCFC-413A, 417A, 422A, 422D ve 423A soğutucu akışkanları için; viskozitenin dinamik ve kinematik halleri, ısı radrasyonu, özkütle, ısı aktarımının katsayı değeri ve ısı kapasitesinin varyasyonları araştırılmıştır. Sonuçlarda, çalışılan gazların, sıvı ve buhar fazlarındaki özellikleri, ANN ile geliştirilen bağıntılarla kolayca bulunabileceği ve sonuçların yüksek doğrulukta olduğunu belirtmişlerdir.

Benhadid-Dib ve Benzaoui (2012) HCFC türevi soğutucu akışkanlar ve yerlerine kullanılabilecek soğutucu akışkanların özelliklerini incelemişlerdir. AB'nin R22

soğutucu akışkanının üretimini 2015'de kalıcı olarak bitirmesine değinen yazarlar, ODP (ozon yok etme potansiyeli), GWP (küresel ısınma potansiyeli) ve TEWI'nin (toplam eşdeğer ısınma etkisi) durumunu HCFC, HFC ve CFC gibi soğutucu akışkanlar için incelemişlerdir. ODP değerinin R11 ve R12 soğutucu akışkanları için 1 olduğunu; HFC içeren soğutucu akışkanların ODP değerinin ise 0 olduğunu vurgulamışlardır.

Oruç ve arkadaşları (2015), R22 soğutma gazı ile çalışan düşük kapasiteli konut tipi bir iklimlendirme sisteminde; R22 soğutma gazına drop-in bir uygulamada alternatif olarak kullanılabilecek R417A ve R424A soğutma gazlarını deneysel olarak araştırmışlar, enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Söz konusu incelemede; her ne kadar mevcut alternatif soğutucu akışkanların GWP miktarları R22 soğutma gazına kıyasla daha yüksek olsa da, ODP değerlerinin sıfır olduğunu belirtmişlerdir. Deneyler, 25 °C, 30 °C ve 35 °C olmak üzere üç farklı ortam sıcaklığı için gerçekleştirmişlerdir. 22 °C sabit iç ortam sıcaklığı için kapalı test koşulları yapmışlardır. R417A ve R424A soğutma gazlarına ait COP değerlerinin R22 soğutma gazına göre daha düşük olduğunu ve kompresör izentropik verimliliği ile sistem dış ortam verimliliğinin R22 soğutma gazı için daha fazla olduğunu belirtmişlerdir. R417A soğutma gazına ait COP değerlerinin R424A soğutma gazına oranla % 5 ila %16 daha düşük olduğunu, R22 soğutma gazına ait COP değerinin R417A ve R424A soğutma gazlarına kıyasla sırasıyla % 17 ila % 23 ve % 4 ila % 18 civarında daha yüksek olduğunu, daha yüksek buharlaşma sıcaklıklarında, R424A soğutma gazının R22 soğutma gazına alternatif bir soğutucu olarak R417A soğutma gazından daha fazla tercih edildiğini belirtmişlerdir.

Oruç ve arkadaşları (2016), R22 soğutma gazı ile çalışan düşük kapasiteli konut tipi bir iklimlendirme sisteminde; R22 soğutma gazına drop-in uygulamada alternatif olarak kullanılabilecek R417A, R422A, R422D ve R424A soğutma gazlarınının enerji parametre değerlerini deneysel olarak araştırmışlardır. Yaptıkları deneysel çalışma sonucunda; yüksek sıcaklık değerlerine sahip çalışmalarda, COP'nin yüksek olması için, R22 soğutma gazı yerine R417A veya R424A kullanılabileceğini tavsiye etmişlerdir. R417A, R422D ve R424A soğutma gazları, R22 soğutma gazından yaklaşık olarak 12 ^{0}C ile 19 ^{0}C değerleri arasında olmak üzere daha düşük basma sıcaklıklarına sahip olduğunu belirtmişlerdir. Basma sıcaklığı değerinin düşük olması kompresör ömrünü uzatacağı, her ne kadar alternatif soğutma gazlarının fiyatları yüksek olsa da, ozon

tabakasına daha az zarar vermeleri nedeniyle kullanılmalarının gerekli olduğu belirtilmiştir.

Literatür araştırmasının neticesinde, soğutma sistemlerinde ozona zarar vermeyen alternatif gazlarla ilgili araştırmaların mevcut olduğu ve bu tür soğutucuları kullanmanın önemine vurgu yapıldığı anlaşılmıştır. Düşük kapasite değerine sahip klima sistemlerinin kullanım oranı çok yüksek olmasına rağmen, bu sistemlerde R22 soğutma gazı yerine kullanılabilecek alternatif gazların termodinamik analizleri ayrıntılı olarak yapılmamıştır. Önceki yapılan çalışmalar incelendiğinde bahsi geçen konuda çalışma yapılmasının gerekli olduğu düşünülerek, çalışma kapasitesi 2.05 kW olan konut tipi klima sistemlerinde HFC-417A ve HFC-422D (sırasıyla R417A ve R422D) soğutucuları kullanılarak bir deney düzeneği kurulmuştur. Önceden de bahsedildiği gibi, sistemde uyarlama (retrofit) yerine sadece soğutucu akışkanı değiştirdiğimizden dolayı, tez çalışmasındaki bu değişiklik “drop-in” olarak değerlendirilmektedir. Sözü geçen soğutucu akışkanlar için sistemin temel enerji parametreleri araştırılarak termodinamik analizi yapılmıştır. Böylece, mevcut literatürde önemli bir açıklık sayılabilecek alana bu tez çalışmasının katkı sağlaması hedeflenmektedir.

3. MATERYAL VE METOT

3.1. Materyal

3.1.1. R22 Soğutucu Gazının Kullanımının Sonlandırılması

Klimalarda ve endüstriyel soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan R22 soğutma gazı için, Montreal Protokolü ve sonrasında yapılan değişiklikler ile Ozon tabakasına zarar vermesi nedeniyle, ülkelere göre farklılık göstermekle birlikte tüketim ve satışının sonlandırılacağı tarihler belirlenmiştir. AB ülkeleri ve Japonya, 2004 yılından itibaren R22 soğutma gazının yurtdışına satışını yasaklamışlardır. Benzer şekilde Amerika Birleşik Devletleri 2010 yılından itibaren R22 soğutma gazının yeni kurulacak sistemlerde kullanılmasını yasaklamıştır.

R22 soğutma gazının kullanımına son verilmesi sürecinde, yerine kullanılabilecek alternatif soğutma gazları birçok araştırmacının çalışma konusu olmuştur. Bu çalışmalarda, drop-in sistemlerde kullanılan R22'ye alternatif soğutma gazlarının; çevre ve güvenlik gereksinimleri açısından yağlama, filtreleme ve sızdırmazlık alanlarında uyumlu olup olmadığı kontrol edilmiştir. Söz konusu sistemlerde en uygun alternatif gazı belirlemek için çalışma esnasındaki verimliliğini değerlendirmek gerekir. Bu kapsamda, ticari kuruluşlar başta olmak üzere birçok araştırmacı tarafından, R22'ye alternatif olarak kullanılabilecek yüksek çalışma verimliliğine sahip soğutma gazları geliştirilmesine yönelik çok fazla çalışma gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar sonucunda, R407C soğutucu gazının değişken motor hızıları uygulandğında R22'ye alternatif olduğu görülmüştür. Doğrudan çevresel etkiyi büyük ölçüde azaltmak için soğutucu olarak karbon dioksit kullanımı önerilmiştir. Ancak karbondioksit gazı kullanılan sistemlerde verimliliğin düşük olması, çalışma maliyetlerinin yüksek olması ve yüksek çalışma basıncı altında çalışması sebebiyle çalışmalar başka soğutucu gazlar üzerine yönelmiştir.

3.1.2. Alternatif Soğutucu Gazlarla İlgili Deneysel Çalışmaları

Soğutma sistemlerinde retrofit uygulama olarak R22 soğutma gazı yerine R407C soğutucu gazı yaygın olarak kullanılmış ancak R407C soğutucu gazının R22 soğutucu

gazı için kullanılan mineral ve yağlarla uyumlu olmadığından farklı soğutucu gaz arayışlarına gidilmiştir. Bu kapsamda, R422A, R422B, R422C ve R422D soğutucu gazları drop-in uygulama olarak çalışmalara konu olmuştur. Bu çalışmalarda; hidrokarbon oranının düşük olması sebebiyle yanıcılık seviyesinin düşük olduğu, yağ ve minerallerle uyumlu çalıştığı görülmüştür.

R22 soğutma gazına alternatif olarak kullanılabilecek soğutma gazlarına yönelik yapılan çalışmalarda R422 gazlarına çok fazla yer verilmemiştir. Bu kapsamda Arora ve Sachdev yaptıkları çalışmada, R422 serisi gazların termodinamik ve ekserji analizlerini yaparak, soğutma sisteminde kullanılan valf ve kompresörün düşük verimlilik oluşturduğunu ortaya koymuşlardır. Soğutma sistemlerinde R22 soğutma gazı yerine retrofit olarak kullandıkları R422D gazını Fernandez-Seara ve ark. incelemişlerdir. La Rocca ve Panno, su soğutmalı klima sisteminde R22 gazına alternatif olarak R417A, R422A ve R422D gazları kullanılarak elde edilen sonuçlar araştırılmıştır. R22 soğutma gazı için tasarlanmış bu soğutma sisteminde farklı gazların kullanılması beklenilen verimli sonuçları vermemiştir. Klima sistemleri için yapılan deneysel çalışmalarda R422D soğutma gazının kullanımı konusunda çok fazla bilgi yoktur. C. Aprea ve A. Maiorino bir klima sisteminde R22 gazı yerine R422D soğutucu gazının kullanılmasının çevresel etkilerini ortaya koymuşlardır. Bir retrofit uygulama olan bu çalışmada TEWI değerinin azaltılması için soğutucu gazın atmosfere salınımının azaltılmasının gerekliliği ve enerji verimliliğinin artırılmasına ihtiyaç olduğu ortaya konulmuştur.

3.2. Metot

3.2.1. Deney Sisteminin Kurulumu

Deney; çalışma kapasitesi 2.05 kW olan, soğutma gazı olarak R22 gazının kullanıldığı, konut tipi klima sistemi ile gerçekleştirilmiştir. Söz konusu sistemde; kompresör cihazı olarak dönme özellikli olan, genleşme valfi olarak kılcal boru yapısına uyumlu olan cihazlar kullanılmıştır. Deney sisteminde; 8 cm poliüretan dolgulu köpük metaryelinden yapılmış olan ısı yalıtımlı soğuk odanın iç kısmı, kontrol edeceğimiz hacim olarak belirlenmiştir (Şekil 3.1.). Söz konusu hacmin boyutları 1.3 m x 2 m x 2.3

m olarak belirlenmiştir. Soğuk muhafaza odasına kapasitesi 600 W olan 4 adet ısıtıcı çubuk (elektrik sobası) yerleştirilmiştir. Elektrikli rezistans, oda sıcaklığına göre el ile kumanda edilerek sıcaklık seviyesi arttırılabilmektedir. Kontrol hacminin iç sıcaklığını takip etmek için oda içerisine bir adet ısıl çift yerleştirilmiştir.



Şekil 3.1. Yalıtılmış soğuk oda

Deney sisteminde; yoğuşturucunun çalışacağı sabit dış ortam şartlarına benzer bir ortam oluşturulması amaçlandığından, sistemde kullanacağımız yoğuşturucu Şekil 3.2.'de görüldüğü üzere ısıl geçirgenliği olmayan bir kanal içerisine konumlandırılmıştır. Isı yalıtımlı kanalda havanın girdiği lokasyona yerleştirilmiş olan ısıl dirençlerle, yoğuşturucuya temas etmekte olan hava sabit sıcaklık değerinde muhafaza edilmiştir. Isı yalıtımlı kanalın giriş bölümüne kapasite değeri 1000 W ve miktarı 4 olan ısıl dirençler konumlandırılmıştır. Deney sırasında, ısıl dirençlerin çalışma değerleri yükseltilerek, kapasitesinin yüksek değere ulaşması sağlanmıştır. Burada, ısıl dirençlerden aktarılan enerji ile sıcaklığımız istenilen seviyede sabit tutulabilmiştir. Rezistans sonrasına (kondenser ile rezistans arasına) yerleştirilen ısıl çift sayesinde kondenser üzerinden geçen havanın sıcaklığı ($T_ç$) takip edilip ayarlama yapılmıştır. 2000 W, 3000 W ve 4000 W ısı enerjisi değerleri için ortalama olarak sırasıyla 35°C, 38°C ve 41°C sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Klima iç ünitesi, üretici firma tarafından belirlenmiş özel bir program vasıtasıyla çalıştırılmaktadır.



Şekil 3.2. Yoğuşturucu ve ısı yalıtımı yapılmış kanal

Deneyin başlangıcında, soğuk muhafaza odası içindeki elektrikli rezistans çalıştırılarak, oda sıcaklığı 30°C'ye çıkarılmış daha sonra klima çalıştırılmıştır. Kondenser fanının devreye girmesiyle birlikte kondenser kanalındaki rezistanslar da çalıştırılmıştır. Kondenser üzerinden geçecek havanın sıcaklığının ($T_ç$) istenilen dereceye ulaşması beklenilmiştir. Kapasitenin belirlenmesi amacıyla, deney düzeneğinde hareket eden soğutma gazının birim kütle debisi, sıcaklığı, basıncı ile kompresör cihazının harcadığı elektriksel yük değerleri okunmuştur. Birim kütle debisini okumak için, genleşme valfinin bulunduğu bölümden daha önce bulunan uygunluğu kontrol edilmiş lokasyona yerleştirilmiştir (Şekil 3.3.). Debimetre cihazının giriş ve çıkışlarına vana takılmış, cihazın sıfırlama ayarının yapılması bu şekilde sağlanmıştır. Basınç ile sıcaklık değerlerini ölçmek için kullanılan cihazlar; kompresörün giriş kısmına, yoğuşturucunun girişine ve çıkış bölümüne, genleşme valfinin giriş kısmına ve buharlaştırıcının giriş bölümlerine monte edilmiştir.



Şekil 3.3. Coriolis etki prensibine göre çalışan kütlesel debi ölçer

3.2.2. Yapılan Hesaplamalar

Deney sisteminden elde edilen veriler kullanılarak soğutma kapasitesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

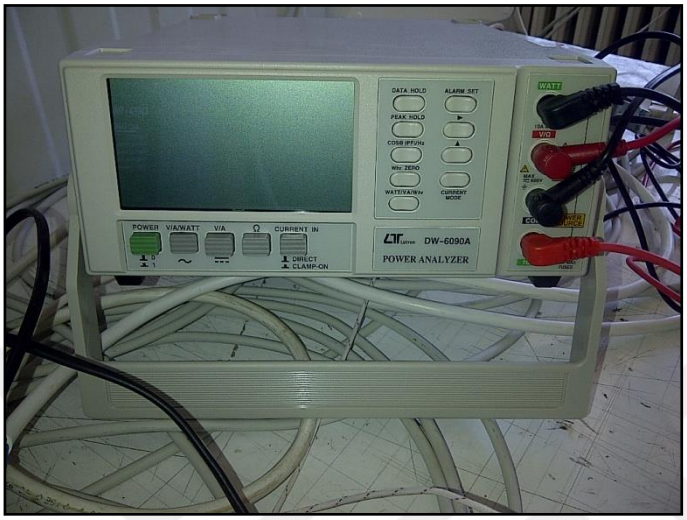
$$Q_E = \dot{m}(h_{\text{ç,E}} - h_{\text{g,E}}) \quad (3.1)$$

Bu bağıntıda Q_E, soğutma kapasitesi (kW), $\dot{m}$: soğutucu akışkan kütlesel debisi (kg/s), $h_{\text{ç,E}}$: buharlaştırıcının çıkış bölümündeki entalpi değeri (kJ/kg) ve $h_{\text{g,E}}$: buharlaştırıcının giriş kısmındaki entalpi değerleridir (kJ/kg). Belirli bir gaz için ölçülen basınç ve sıcaklık değerlerine karşılık gelen $h_{\text{ç,E}}$ ve $h_{\text{g,E}}$ değerleri soğutucu akışkanlar için termodinamik özellikler tablosundan tespit edilmiştir. Kompresörde tüketilen elektrik enerjisi (W_{el}) Şekil 3.4.'te görülen güç, gerilim ve akım parametrelerinin eşzamanlı olarak tespit edilmesine olanak sağlayacak ve analiz yapma yeteneği kullanılması suretiyle

istenilen değerler okunarak, COP değeri,

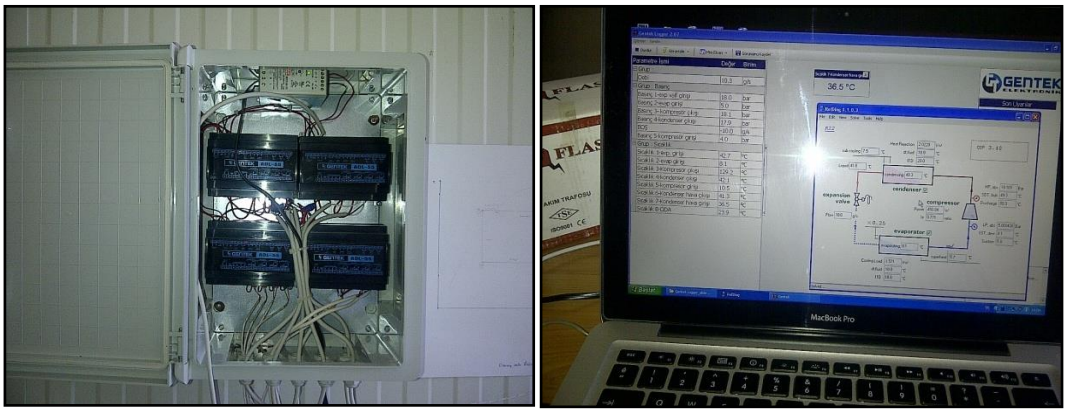
$$\mathrm{COP} = \frac{Q_E}{W_{\mathrm{el}}} \qquad (3.2)$$

ifadesiyle ortaya konulmuştur. Söz konusu W_{el} değeri kW değeri olarak kompresör cihazında birim zamanda tüketilen enerji miktarıdır.



Şekil 3.4. Güç analiz cihazı

Cihazlar üzerinde okunan değerler eşzamanlı olarak, data aktarım cihazı vasıtası ile bilgisayara kaydedilmiştir. Şekil 3.5.'te görülen data kayıt cihazı vasıtasıyla sensörler üzerinden aktarılan datalar, üretici firma yazılımı kullanılarak bilgisayara kayıt edilmiştir.



(a) **(b)**

Şekil 3.5. Veri toplama ünitesi ve yazılımı

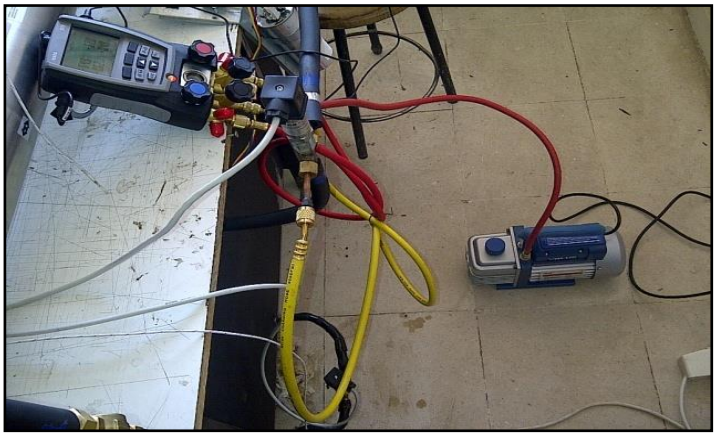
Soğutucu gazların neden olduğu kapasite farkının belirlenmesi için, dış sıcaklık önce 35°C değerinde tutularak deneyler yapılmış daha sonra Türkiye mevsim şartlarına göre ortam sıcaklıkları 38°C ve 41°C değerlerinde tutularak deneyler tekrarlanmıştır.

Deneylerde R22'nin yanı sıra R422D ve R417A soğutucu akışkanları ayrı ayrı test edilmiştir. Deneylerde kullanılan soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri (DuPont, 2014a; DuPont, 2014b; DuPont, 2014c; DuPont, 2014d; Refrigerant Solutions Limited, 2014) Çizelge 3.1.'de verilmiştir. Belirtilen her gaz için Şekil 3.6. ve Şekil 3.7.'de görüldüğü gibi öncelikli olarak borular içerisinde bulunan soğutma gazı tamamen boşaltılmış, daha sonra ise borulara hassas ölçüm aleti kullanılarak 800 g kütleli soğutma gazı yüklenmiştir.

Çizelge 3.1. Deney sisteminde kullanılmış olan soğutma gazları özellikleri

	R22	R422D		R417A	
Karışım oranları (ağırlıkça %)	$CHClF_2$	R125	65.10%	R125	46.60%
		R134a	31.50%	R134a	50.00%
		R600a	3.40%	R600	3.40%
Kaynama noktası (1 atm)	-40.8		-43.2		-39.1
Kritik sıcaklık (°C)	96.1		79.6		87.0
Kritik basınç (bar)	49.90		39.03		40.36
Kritik yoğunluk (kg/m^3)	523.8		529		521
ODP	0.055		0.00		0.00
$GWP_{100\ yıllık}$	1600		2730		1950
Yağ	MO	MO/AB/POE	MO/AB/POE		

MO: Mineral oil, AB: Alkyl Benzen oil, POE: Polyol Ester oil, ODP: Ozone depletion potential, GWP: Global-warming potential

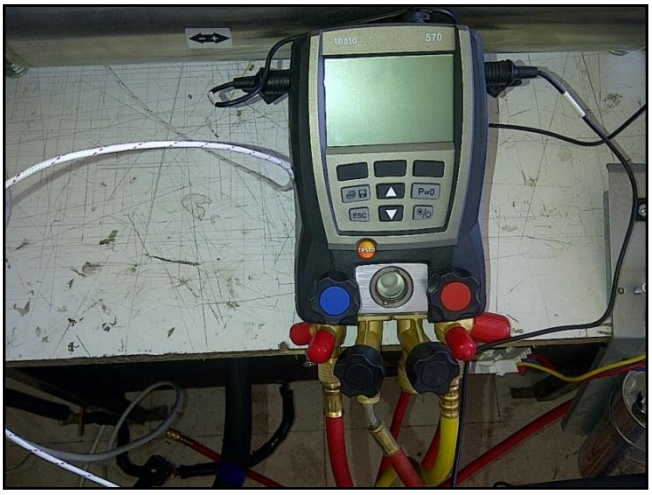


Şekil 3.6. Vakum pompası



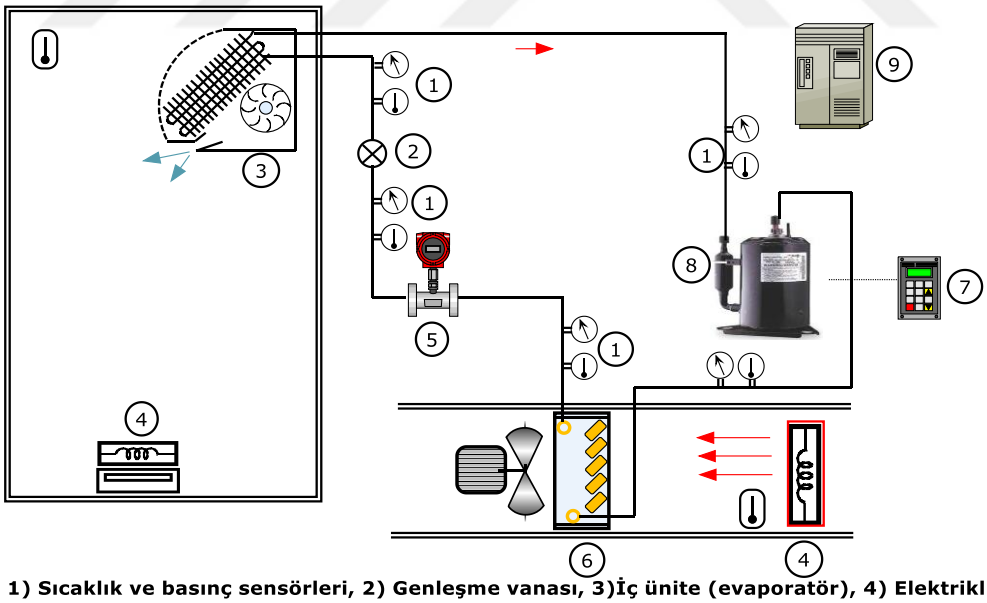
Şekil 3.7. Soğutucu akışkan şarjı için elektronik terazi

Dış ortam sıcaklık değeri $T_ç$, istenilen değerlere ulaştıktan sonra, sistemin sürekli rejime geçmesi (aşırı kızdırma sıcaklığının 5-10°C arası) beklenmiştir. Aşırı kızdırma sıcaklığı, Şekil 3.8.'de gösterilen dijital manifold ile anlık olarak takip edilmiştir. Sistem sürekli rejime geçtikten sonra 10-20 dakika arasında toplanan veriler tespit edilerek bilgisayara kayıt edimiştir. Her $T_ç$ değeri için R22, R417A ve R422D soğutma gazlarıyla sistem çalıştırılıp veriler alınmıştır. Ayrıca deneyler farklı zamanlarda 3'er kez tekrarlanmak suretiyle hatalı sonuçlar düzeltilerek gerçeğe en yakın veriler elde edilmiştir.



Şekil 3.8. Dijital manifold

Şekil 3.9.'da deneyde kullanılan cihazların yerleri ve ayrıntıları görülmektedir. Sistemde kullanılan cihazların özellikleri Çizelge 3.2.'de verildiği gibidir. Kurulan deney düzeneğinde gerçekleştirilen ölçümler sonucunda, farklı soğutucu akışkanların farklı dış çevre sıcaklıklarında ($T_ç$) sıkıştırma oranı (P_H/P_L), soğutucu kütlesel debisi ($\dot{m}$), soğutma kapasitesi (Q_E), kompresör elektrik tüketimi (W_{el}), sistemin performans katsayısı (COP) ve kompresör basma sıcaklığı (T_{basma}) değişimleri tespit edilmiştir.



1) Sıcaklık ve basınç sensörleri, 2) Genleşme vanası, 3)İç ünite (evaporatör), 4) Elektrikli rezistans, 5) Debi ölçer, 6) Kondenser, 7) Güç ölçer, 8) Kompresör, 9) Veri toplama ünitesi.

Şekil 3.9. Deney sistemine ait şematik tablo gösterimi

Çizelge 3.2. Deney sisteminde kullanılmış olan ölçme aletleri özellikleri

Ölçüm Cihazı	Ölçüm aralığı		Hassasiyet	Özellik		
Basınç ölçer	0-40	Bar	±0.25%	2-telli	4-20 mA	8-32 VDC
Isıl çift K tipi	-50/150°C		±0.20%	Yüzey tipi		
PT100	-100/500°C		±0.20%	Daldırma tip		
Kütlesel debi ölçer	0-250	kg/h	±0.1%	4-20 mA		230 VAC
	0.1-2.9	g/cm^3	0,0005%			
	-50/180°C		±0.1%			
Güç ölçer	0-6000	W	±1.5%	Güç		9 VDC
	1-10	A (AC)	±1%	Akım		
	30-600	V (AC)	±1%	Gerilim		
	0.01-1	CosΦ	±1.5%	Güç faktörü		
	10-100	Hz	±1%	Frekans		
Veri toplama	4-20 mA, 0-10 V			16 bit, 16 kanallı, RS232, USB ile bağlanma		30 VDC
Dijital manifold	-1/50 bar -50/150°C		±0.50% ±0.50%	USB ile bağlanma		6 VDC

3.2.3. TEWI Değerinin Hesaplanması

TEWI (Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi) konsepti, soğutma gazlarının atmosfere salınımıyla oluşan doğrudan etkisi ile enerji üretiminde harcanan fosil yakıtların yanması sonucunda oluşan atık gazların dolaylı etkisinin birleştirilmesiyle oluşmaktadır. Bir diğer ifadeyle, soğutma sisteminde çalışan soğutma gazının sera gazı ile olan direkt etkileşimi

ile açığa çıkartılan faydalı yük için salınan CO_2 değerinin indirekt etkilerinin toplamı TEWI değerini vermektedir (Devotta *vd*, 2001; Aprea ve Maiorino, 2011; La Rocca ve Panno, 2011). Birim değeri kg cinsinden CO_2 salınımı miktarı ile anılmaktadır. Klima sistemlerinin çevreye verdiği zararın ölçülmesine yarayan bir değerdir.

Önceki yapılan çalışmalarda TEWI değerinin birçok farklı parametrelerle ifade edildiği görülmektedir (Wu ve ark. 2013). Salınan CO_2'in kg cinsinden değerlendirildiği TEWI'yi aşağıdaki gösterimle anlatmışlardır:

$$TEWI = \text{direkt etki} + \text{indirekt etki} \tag{3.3}$$

$$\text{Direkt Etki} = m \times L \times N \times GWP_{100} \tag{3.5}$$

$$\text{İndirekt Etki} = E_{\text{yıllık}} \times N \times \beta \tag{3.6}$$

Söz konusu araştırmada, sistemde bulanan soğutma gazlarına ait olan GWP verileri Çizelge 3.1.' de gösterilmiştir. Sisteme soğutma gazı kütlesi (m), kg değer olarak, kondenser, evaperatör ve diğer cihazların boyutlarıyla orantılı olarak ortaya konulur.

Sistem kurulum aşamasında soğutucu gazın kütlesel olarak %2'si ile periyodik bakımlar esnasında %0.1'lik kısmı kaybolmaktadır (Wu ve ark. 2013). Bu kayıp esnasında soğutma gazı atmosfere karışarak sera gazının oluşumunda direkt etki göstermektedir. Soğutma gazının toplam miktarının yüzdelik değeri olan L değeri, yıllık kaçak miktarı olarak ifade edilebilir. Söz konusu araştırmada L parametresi %7 alınmıştır. N, yıl cinsinden cihazın ömrünü ifade etmektedir. Türkiye için bu değerin 10 yıl olduğu kabul edilmiştir.

Sistemin çalıştığı süre zarfında tüketilen elektrik enerjisini indirekt etki olarak ($E_{\text{yıllık}}$) kWh/yıl şeklinde ifade edilir. Söz konusu değere ulaşırken, sistemin değişik zaman ve miktarda çalıştığı önkabul yapılmıştır.

3.2.4. Verilerin Hazırlanması

Elde edilen sonuçların bir kısmı gerçekleştirilen deneysel araştırma sonucunda ulaşılmış olup bir kısmı ise ön kabuller ile ulaşılmıştır. Söz konusu deneyde ulaşılan sonuçlar Çizelge 3.3.'te aktarılmıştır.

Çizelge 3.3. TEWI hesaplaması için parametre verileri

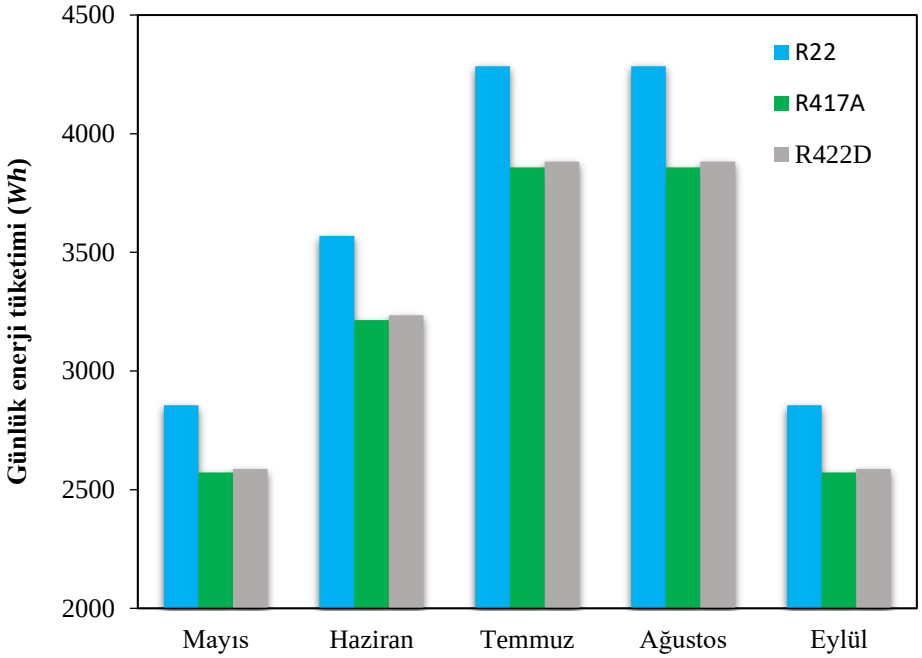
Parametre	Değer
L	%7
β	0.48
N	10
m_{R22}	800g
m_{R417A}	800g
m_{R422D}	800g

Deneysel sistemde kullanılan soğutma makinası ile ihtiyaca göre soğutma ve ısıtma faydalı yükü elde edilebiilmektedir. Söz konusu araştırmada yalnızca sıcak hava şartları için değerler incelenmiştir. Deneysel araştırmanın yapıldığı bölge için gerekli olan soğutma faydalı yüküne Mayıs ayı ile Eylül ayı arasındaki zaman diliminde istenilmiştir. Bu kapsamda yapılan tüm önkabuller Çizelge 3.4.'de aktarılmıştır. Yapılan kabullerde; soğutma cihazının on/off modlarda çalıştığı, bir günde 8 saat ile 12 saat arasında çalışma ihtiyacı duyulduğu, ayrıca söz konusu sürenin yalnızca yarısı kadarlık zamanda yüzde yüz harcama yaptığı önkabul yapılmıştır.

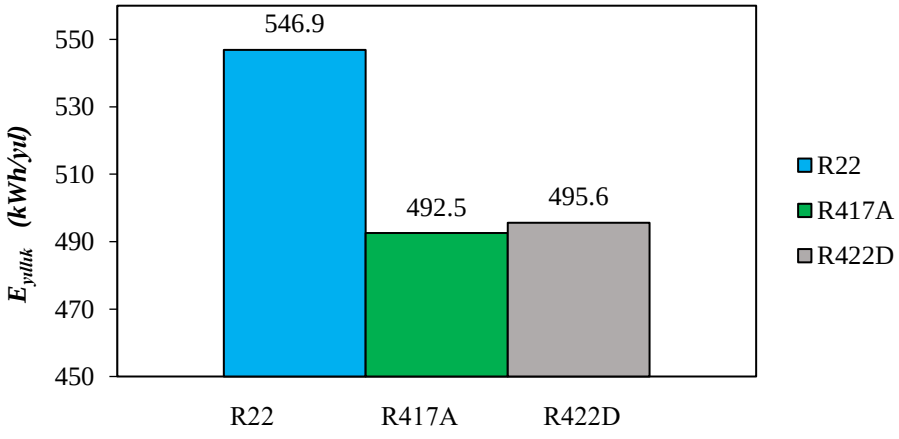
Çizelge 3.4. Cihazın çalışma süresi

Aylar	Gün sayısı	Çalışma saati
Mayıs	31	4
Haziran	30	5
Temmuz	31	6
Ağustos	31	6
Eylül	30	4

Deneysel sistemdeki toplam tüketim miktarı; cihazda kullanılan tüm fanların, devre kartlarının ve kompresör cihazının elektriksel harcamalarını ihtiva etmektedir. Deney sisteminden elde edilen datalardan birim gün bazında aylar için çıkan sonuçlar Şekil 3.10.'da, soğutma gazlarının yıllık enerji harcaması Şekil 3.11.'de görülmektedir.



Şekil 3.10. Aylara göre günlük enerji tüketim bilgileri



Şekil 3.11. Soğutma gazlarının yıllık enerji tüketim bilgileri

3.2.5. Hata Analizi

Sun (2008) ve Fatouh ve Elgendy (2011) yaptıkları çalışmalarda, COP hesaplanmasındaki hata oranının belirlenmesinin; kütle akış hızı, evaporatörün giriş-çıkış sıcaklıkları ve harcanan güç gibi parametrelere bağlı olduğunu ifade etmişlerdir. Holman (1994), R'nin herhangi bir bağlı değişken olduğu kabul edildiğinde, bağımsız değişkenlerdeki (x) hata oranını (W) değerlendirmek için aşağıdaki ifadeyi önermiştir.

$$W_R = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n\right)^2\right]} \tag{3.7}$$

COP hesaplamasındaki belirsizliği bulmak için yukarıdaki denklemden yola çıkılarak aşağıdaki denkleme ulaşılmıştır.

$$W_{\mathrm{COP}} = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \mathrm{COP}}{\partial \dot{m}} w_{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \mathrm{COP}}{\partial W} w_W\right)^2 + \left(\frac{\partial \mathrm{COP}}{\partial \Delta T} w_T\right)^2\right]} \tag{3.8}$$

Burada WCOP; COP için genel belirsizliği ifade etmekte iken $w_{\dot{m}}$, w_W ve w_T sırasıyla Çizelge'de verilen kütle debimetre, güç ölçer ve ısıl çiftler için belirsizlik değerlerini ifade etmektedir.

Fatouh ve Elgendy'e (2011) göre, $Q_L = \dot{m}(h_{\mathrm{out,ev}} - h_{\mathrm{in,ev}})$ denkleminde verilen ifade, $\mathrm{COP} = \frac{Q_L}{W}$ denkleminde tanımlanan COP değerini elde etmek için QL = f ($\dot{m}$,ΔT) şeklinde tanımlanabilir. Kütle akış hızı, sıcaklık ve elektrik tüketimi değerleri deneysel olarak ölçülen sonuçlardır. Bu çalışmada, üç farklı ortam sıcaklığı değerinde test edilen soğutma sıvıları için COP'deki belirsizlik, % 2.4 < W_{COP} <% 4.1 olarak hesaplanmış ve kabul edilebilir bir düşük aralık olarak değerlendirilmiştir.

Çizelge 3.5. Deneyde kullanılan ölçü aletlerine ait özellikler

	Değer Aralığı	Bilinmezlik
Basınç Ölçer	0-40	±1%
Isıl Çift	-50/150	±0.5 °C
PT100 Sensör	-100/500	±0.5 °C
Debi Ölçer	0-250	±0.1%
Güç Ölçer	0-6000	±1.5%

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Deney sisteminde elde ettiğimiz bulguların detaylı bir analizi bu bölümde sunulmaktadır. Öncelikle, örnek bir gösterim olması açısından $T_ç$ = 35°C için test edilen tüm gazlar için basınç-entalpi diyagramları Şekil 4.1.'de şematik olarak gösterilmiştir. Bu şekillerden anlaşılacağı gibi soğutucu akışkan türünün değişmesi, basınç-entalpi diyagramları üzerinde önemli farklılıklara yol açmaktadır. Bu tez çalışmasında, sözü geçen farklılıkları ortaya koyup sonuçlarını değerlendirmek açısından, termodinamik ve enerji ölçüm parametreleri incelenmiştir.



(a)

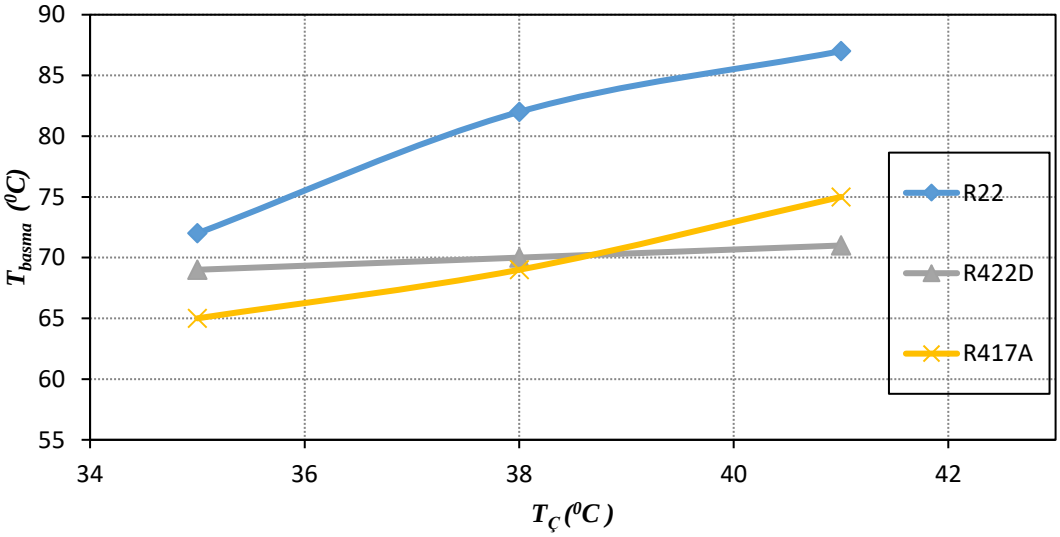


(b)



(c)

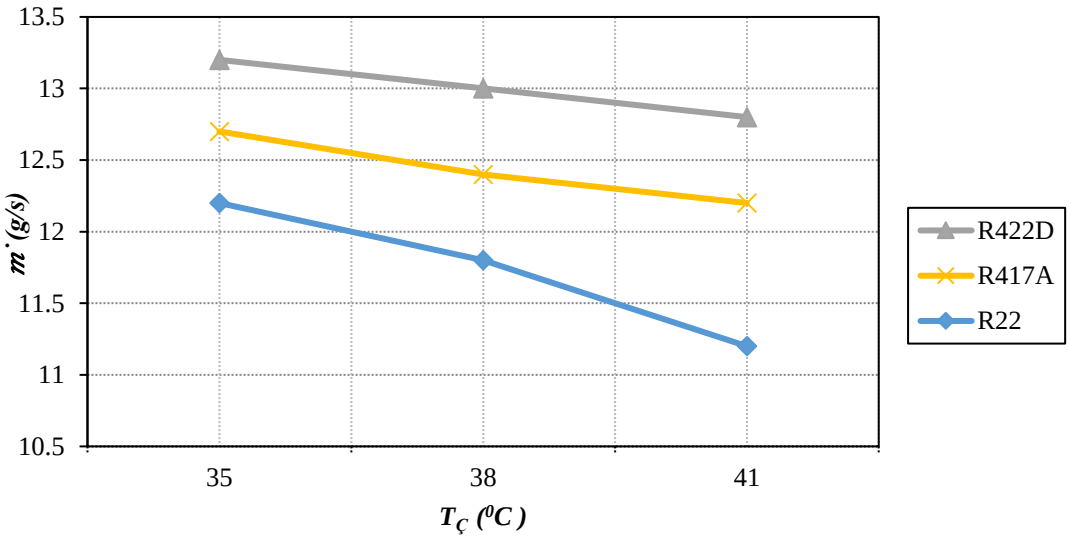
Şekil 4.1. $T_ç$ = 35°C için basınç-entalpi diyagramı
(a) R22 (b) R417A (c) R422D



Şekil 4.2. Basma sıcaklığının çevre sıcaklığıyla değişimi

Bu çalışmada kullanılmış olan tüm soğutucu akışkanlarla yapılan deneyler sonucunda kompresör basma sıcaklığının, (T_{basma}) dış çevre sıcaklığıyla ($T_ç$) değişimi Şekil 4.2.'de gösterilmektedir. Bölüm 3'te belirtildiği gibi 3 farklı $T_ç$ değerinde (sırasıyla, 35°C, 38°C ve 41°C) deneyler yapılmıştır. Bu şekilden anlaşılacağı gibi soğutucu türüne bağlı olmaksızın $T_ç$ arttıkça T_{basma} yaklaşık doğrusal bir formda artmaktadır. Aynı zamanda bu çalışmada incelenen alternatif soğutucuların R22'ye göre daha düşük T_{basma} değerlerinin olduğu not edilebilir; R22 için $T_ç$'nin, T_{basma} üzerindeki etkisi daha baskın

gözükmektedir. Alternatif soğutucular arasında ise en düşük ve en yüksek T_{basma}'nın R417A ile elde edildiği açıkça anlaşılmaktadır. Bu arada T_{basma}'nın R422D için $T_ç$'den en az etkilendiği söylenebilir. Düşük basma sıcaklığı basma basıncının düşük olmasına yol açacağından, düşük basınçlı bir sistemin kurulması ve emniyetli çalışması açısından tercih edilecek bir durum olarak değerlendirilebilir.

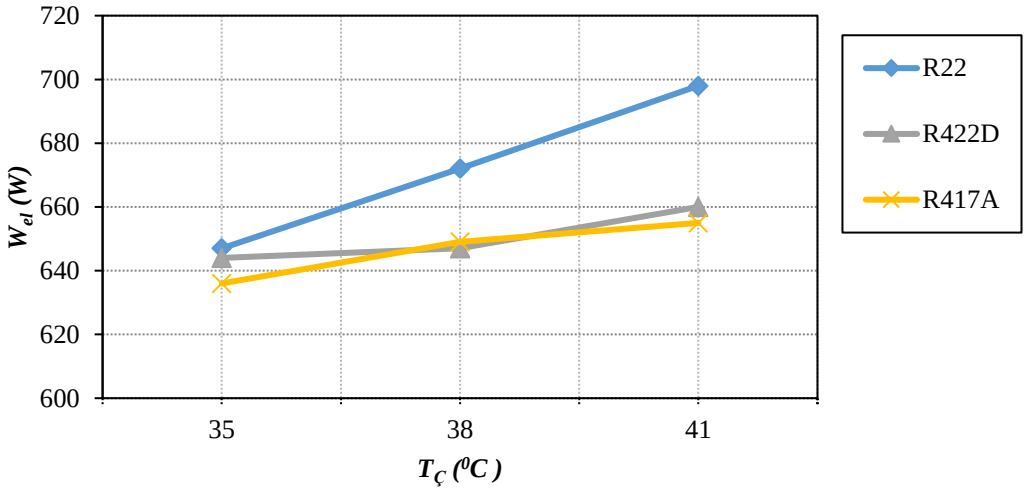


Şekil 4.3. Soğutucu akışkan kütlesel debisinin çevre sıcaklığıyla değişimi

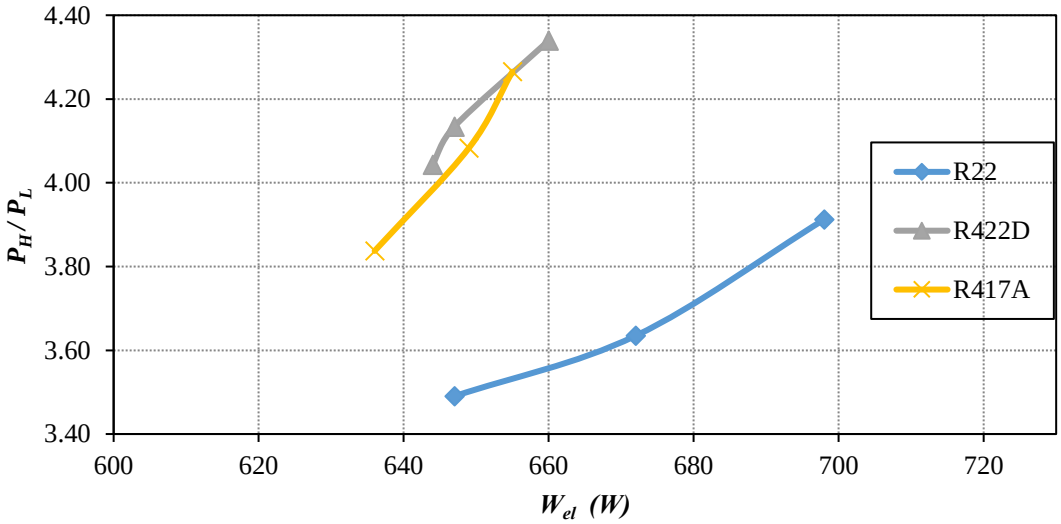
Deneylerde test edilen tüm soğutucu akışkanlar için $T_ç$'nin kütlesel debi, $\dot{m}$, üzerindeki etkisi Şekil 4.3.'te belirtilmektedir. Buna göre dış ortam sıcaklığı arttıkça kütlesel debinin azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte $T_ç$'den bağımsız olarak alternatif soğutucu gazların kütlesel debi değerinin R22'ye göre daha fazla olduğu sonucu çıkmaktadır. Çünkü R22 için $T_ç$ = 41°C'de maksimum $\dot{m}$ değeri yaklaşık 12.3 g/s iken, aynı dış çevre sıcaklığında bu değer R417A ve R422D için sırasıyla yaklaşık 12.8 g/s ve 13.2 g/s olarak ölçülmüştür. Benzer şekilde bu davranış diğer $T_ç$ değerleri için de geçerlidir. Bu sonuca göre çalışma kapsamında araştırılan alternatif soğutucuların R22'ye kıyasla daha fazla $\dot{m}$ gerektirdiğinden, bunun kompresör elektrik gücü tüketimi, W_{el}, değerini nasıl etkileyeceğini kontrol etmek açısından W_{el}'in $T_ç$ ile değişimi Şekil 4.4.'te sunulmaktadır.

Kütlesel debi değişiminde (Şekil 4.3.) olduğu gibi, akışkan türünden bağımsız olarak Şekil 4.4.'te $T_ç$ artışı W_{el} değerinde neredeyse doğrusal bir artışa sebep olmaktadır. Ancak en fazla güç tüketimin R22 durumunda meydana geldiği anlaşılmaktadır. R417A

ve R422D soğutucu akışkanlarının elektrik tüketimi neredeyse eşit olup R22'ye göre daha düşük elektrik tükettikleri görülmektedir. Şekil 4.4.'e göre R22 gazı $T_ç$ = 41°C durumunda R422D (veya R417A)'ya kıyasla kompresörde yaklaşık olarak %18 daha fazla elektrik tüketimine sebep olmaktadır.



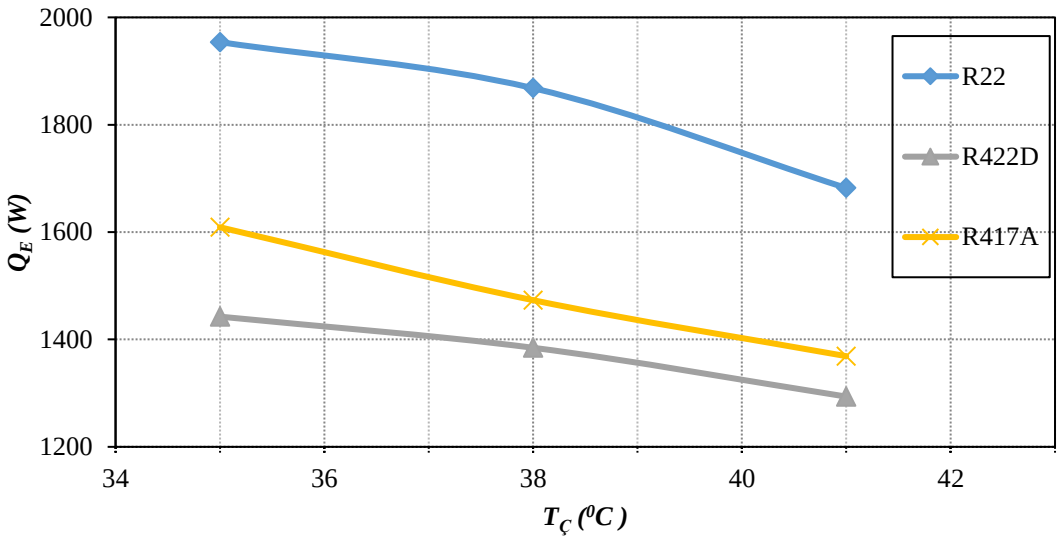
Şekil 4.4. Kompresör elektrik tüketiminin çevre sıcaklığıyla değişimi



Şekil 4.5. Sıkıştırma oranının kompresör elektrik tüketimi ile değişimi

Soğutma ve iklimlendirme cihazlarında önemli bir parametre olan yüksek basınç (kompresör çıkış basıncı), P_H değerinin, düşük basınç (kompresör giriş basıncı), P_L değerine oranı olarak tanımlanan sıkıştırma oranı, P_H/P_L değerinin W_{el} ile değişimi Şekil 4.5.'te gösterilmiştir. Sıkıştırma oranının yükselmesi kompresördeki sıkıştırma

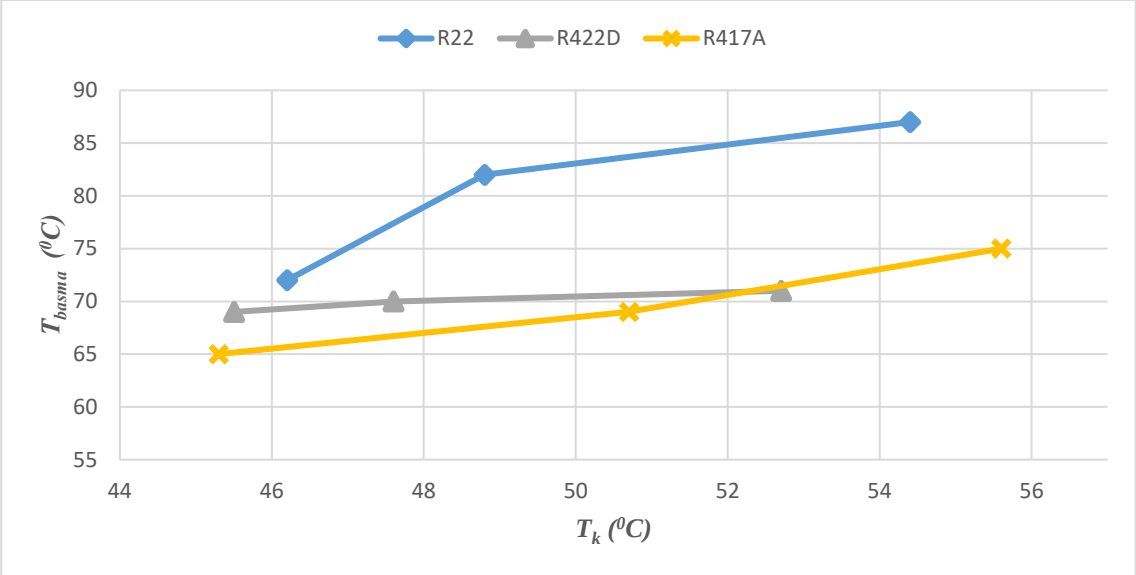
işinin artması yani daha fazla elektrik tüketilmesi anlamını taşımaktadır. İlk olarak göze çarpan nokta, bu çalışmadaki alternatif soğutucu akışkanların sıkıştırma oranı değerlerinin neredeyse belli bir bölgede toplandığı, (kabaca belirtmek gerekirse, W_{el} değerine bağlı olarak alternatif gazlar için $3.8 < P_H/P_L < 4.4$) ancak R22 için P_H/P_L değerlerinin diğer gazlardan uzaklaştığı ve diğerlerine oranla daha küçük bir değere (yaklaşık $3.5 < P_H/P_L < 3.9$) sahip olduğu belirtilebilir. İkinci olarak, W_{el} artarken (dolayısıyla $T_ç$ artarken; Şekil 4.4.) P_H/P_L artmaktadır. Yapılan deneyler sonucunda, en yüksek sıkıştırma oranı değerinin R422D için $T_ç$ = 41°C'de yaklaşık 4.35 olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 4.6. Soğutma kapasitesinin çevre sıcaklığıyla değişimi

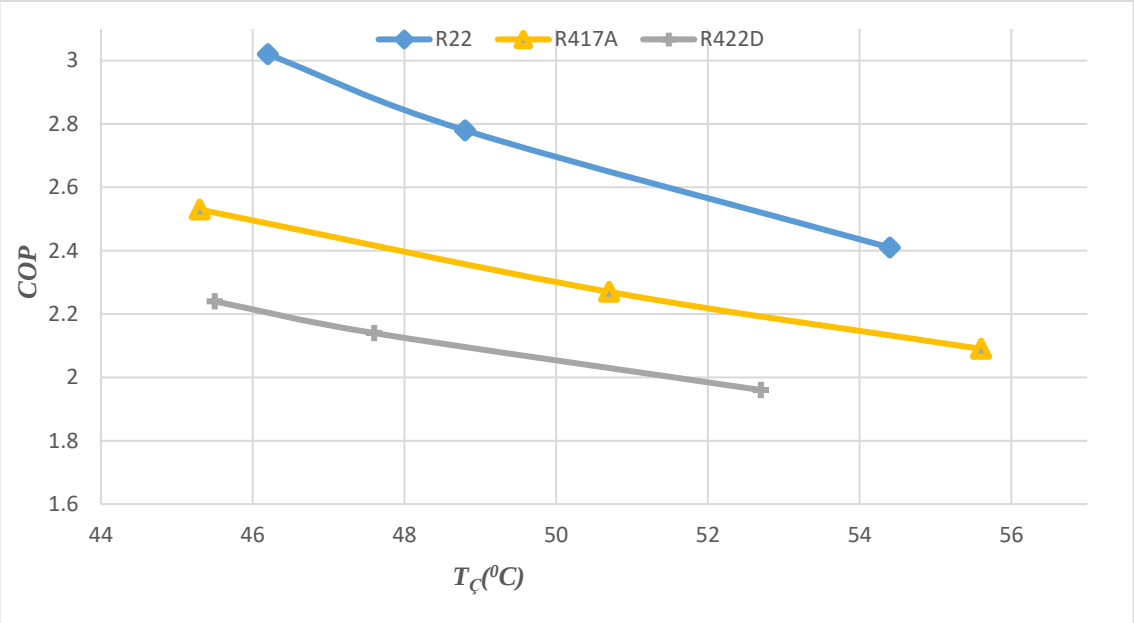
Herhangi bir soğutma uygulamasında soğutucu akışkanın buharlaştığı evaporatörde çekilen yükün bir göstergesi olan ve Denklem 3.1. ile hesaplanan soğutma kapasitesi, Q_E'nin $T_ç$ ile değişimi Şekil 4.6.'da elde edildiği gibidir. Bu grafikten açıkça anlaşılacağı gibi $T_ç$'nin Q_E üzerinde çok anlamlı bir etkisinin olduğu sonucu çıkarılabilir. Ancak burada önemli olarak ortaya çıkan parametre akışkan türüdür: R22 ile daha fazla soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Test edilen söz konusu alternatif akışkanlar, R22'ye kıyasla daha az Q_E değerinin meydana gelmesine sebep olmaktadırlar. Bunlar arasında en yüksek yaklaşık olarak Q_E = 1420 W ile R417A durumunda elde edilmiştir, en düşük Q_E değerine ise 1320 W olarak R422D akışkanı ile ulaşılmıştır. Şekil 4.6'ya göre, ortalama

bir değer olarak ifade edilecek olursa, alternatif soğutucu akışkanlar arasında soğutma kapasitesi açısından en avantajlı görünen durumun R417A olduğu söylenebilir.



Şekil 4.7. Kompresör basma sıcaklığının yoğuşma sıcaklığıyla değişimi

Kompresör basma sıcaklığı, T_{basma}'nın kondenserdeki yoğuşma sıcaklığı, T_k ile değişimi Şekil 4.7.'de çizildiği gibidir. Buna göre tüm gazlar için T_k arttıkça T_{basma} da artmaktadır (Şekil 4.2.'deki davranışa benzer olarak). Ancak en yüksek T_{basma} değeri R22 durumunda yaklaşık 87°C olarak elde edilmiştir. Özet olarak tüm test edilen akışkanlar için, $T_ç$ ile T_k sıcaklıklarının her ikisi de T_{basma} değerinin artmasına sebep olmuştur. Ayrıca T_{basma} ile T_k değişimi ile ilgili olarak, alternatif soğutucu akışkanlar arasında da önemli farklılıklar olduğu görülmektedir. Örneğin deney kapsamında ulaşılabilen en yüksek değerlerden bahsetmek gerekirse; R417A ve R422D için sırasıyla 75°C ve 71°C kompresör basma sıcaklığı değerleri meydana gelmiştir. Grafikteki eğrilerden eğimi az olan (örneğin R422D) soğutucu akışkanların, dış ortam sıcaklığı yüksek olan yerlerde tercih edilebileceği sonucu çıkartılabilir.



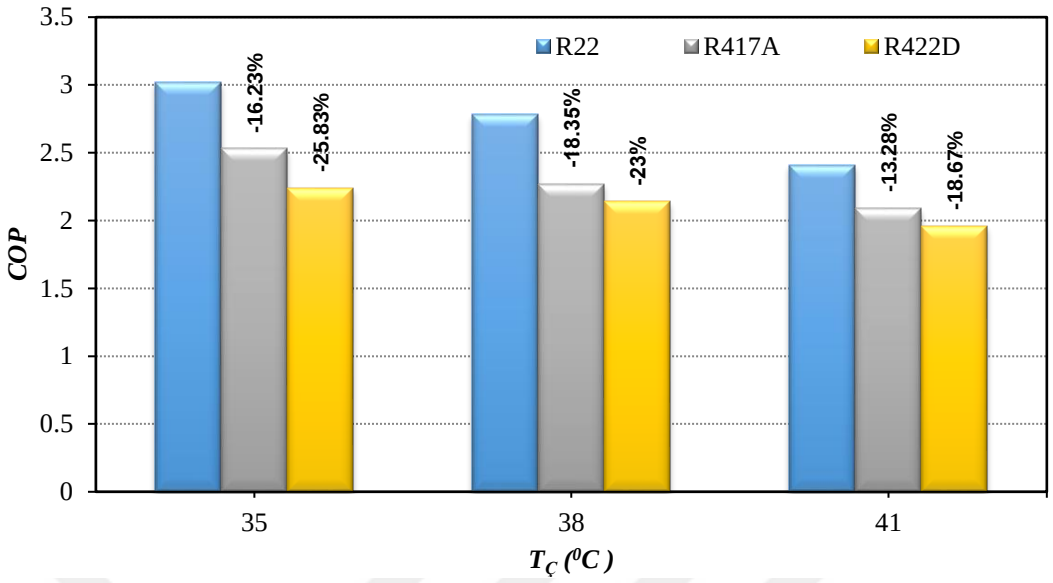
Şekil 4.8. Performans katsayısının çevre sıcaklığıyla değişimi

Soğutma ve/veya iklimlendirme sistemlerinde önemli bir parametre olan ve Denklem 3.2. ile hesaplanabilen COP'nin $T_ç$ ile değişimi Şekil 4.8.'deki gibi elde edilmiştir. Denklem 3.2.'den anlaşılacağı gibi COP, Q_E (Şekil 4.6.) ve W_{el} (Şekil 4.5.) değerlerinin birleşik etkilerini içermektedir. Şekil 4.8.'den öncelikle $T_ç$'nin COP üzerinde olumsuz bir etki yarattığı söylenebilir; artan $T_ç$ değerleri COP değerinde kayda değer bir azalmaya yol açmaktadır. Aslında bir soğutma işlemi için dış ortam sıcaklığının artmasıyla, kompresörde daha fazla elektrik tüketileceğinden (Şekil 4.4.) COP'nin azalması önceden tahmin edilebilecek bir durum olarak Şekil 4.8. ile de doğrulanmıştır. Bu grafikte önemli olarak bahsedilmesi gereken bir konu gaz türünün COP üzerinde nasıl bir etki yaratacağıdır. En iyi COP değerinin R22 gazı ile meydana geldiği rahatlıkla söylenebilir, yani alternatif soğutucu akışkanlar R22'ye kıyasla COP açısından daha avantajlı bir sonuç vermemektedirler. Alternatif soğutucular arasında COP değeri en yüksek olan gazlar için bir sıralama yapılacak olursa en iyi seçeneğin R417A olduğu göze çarpmaktadır, daha sonra R422D gelmektedir.

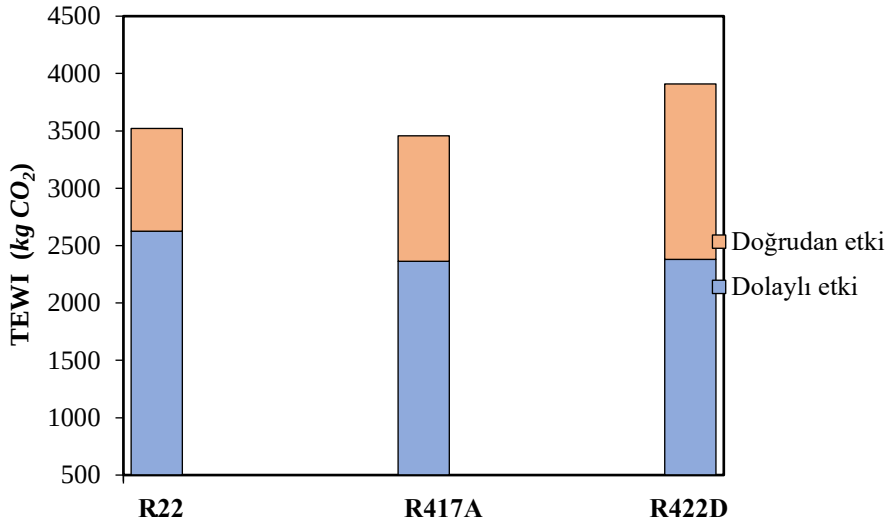
Şekil 4.8. ile ilgili olarak bahsetmeye değer bir konu da, Şekil 4.4.'e göre en yüksek elektrik tüketiminin R22 durumunda meydana gelmesine rağmen, R22'nin COP değerinin diğerlerine kıyasla daha yüksek çıkmasıdır. Bununla birlikte Denklem 3.2.'den anlaşılacağı gibi sadece W_{el} değil, aynı zamanda Q_E de COP'yi belirlemektedir. Örneğin Şekil 4.4.'e göre $T_ç$ = 38°C'de R22 durumundaki elektrik tüketimi, sistemde R417A

mevcut olması durumundan yaklaşık %13 daha fazladır, böylece ilk bakışta R417A için COP değerinin daha iyi olması tahmin edilebilir. Ancak aynı şartlarda R22 ile elde edilen soğutma kapasitesi Q_E değerinin, R417A gazının sağlayacağı değerden yaklaşık %34 daha fazla olduğu Şekil 4.6.'dan fark edilebilir. Başka bir deyişle, elektrik tüketimi açısından (R22'yi dikkate alarak) bir dezavantaj sayılabilecek durumu, yüksek Q_E değeri ağır basarak telafi etmektedir. Sonuç olarak Denklem 3.2. gereğince $T_ç$ = 38°C'de R22'nin COP değeri, R417A'nın COP değerinden neredeyse %15 daha fazla olmaktadır.

COP değeri büyük bir önem arz ettiğinden, Şekil 4.8.'deki değişimi farklı ancak biraz daha açık bir gösterim ile sunmak açısından Şekil 4.9. çizilebilir. Burada tüm $T_ç$ değerlerinde alternatif gazların COP değerlerinin, R22'li sisteme kıyasla ne kadar düştükleri yüzde olarak belirtilmiştir. Görüldüğü gibi iklimlendirme cihazlarında R422D akışkanını tercih etmek akıllıca bir seçim olmayacaktır. Daha önemlisi $T_ç$ artarken R22 ile R417A akışkanlarının COP değerlerinin birbirine oldukça yakınsamasıdır; $T_ç$ = 41°C'de R417A'nın COP değeri, R22'nin COP değerinden sadece %13.28 daha azdır ($T_ç$ = 35°C iken bu oran %16.23 değerindedir). Bu yüzden sıcak bölgelerde iklimlendirme/soğutma uygulamaları yaparken R417A soğutucu akışkanının kullanılabileceği sonucu çıkarılabilir.



Şekil 4.9. HFC'li sistemin performans katsayılarının R22'li sisteme göre sapma miktarları

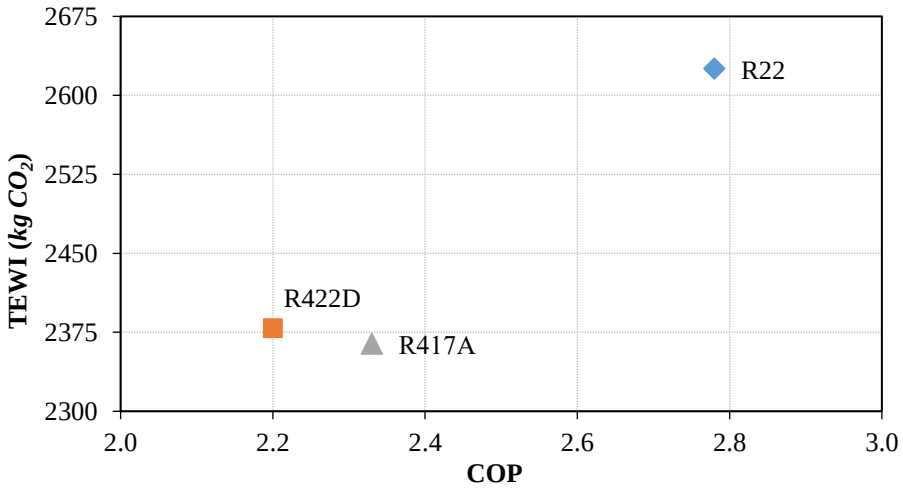


Şekil 4.10. Soğutma gazlarına ait TEWI verileri

Denklem (3.3.)-(3.6.) kullanılarak TEWI hesaplanmıştır. Şekil 4.10.'da soğutma gazlarının tamamı için dolaylı etki doğrudan etkiye göre karşılaştırıldığında daha fazla etkilediği tespit edilmektedir. Soğutma gazının tercih edilmesi, çalışma verimliliğini doğrudan etkilediği için en iyi soğutma gazını tercih etmek kritik öneme haizdir. İndirekt etkinin COP ile değişim oranı Şekil 4.9.'daki verilerle aktarılmıştır. Söz konusu veriler ışığında; R22 soğutma gazının indirekt etki değerinin artması ile birlikte COP'sinin de arttığı söylenebilir. Söz konusu COP değerininin artması, soğutucu faydalı yükünü ve elektriksel harcamayı da arttırmıştır. Bu sayede faydalı soğutma gücü fazla olan ve

elektrik harcaması fazla olan deneysel sistem, COP olarak da yüksek değere sahip olabilmektedir.

Şekil 4.11.'de, R22 soğutma gazının direkt etkisinin, yerine kullanılabilecek soğutma gazlarına kıyasla düşük bir orana sahip olduğu tespit edilmektedir. Elde edilen bu netice, çalıştırılan soğutma gazı mikatarı açısından benzer olan sistemlerde, R22 soğutma gazının GWP miktarının az olması sebebiyle gerçekleşmektedir. R422D soğutma gazının GWP değerinin fazla olması, direkt etkisinin fazla olması ile neticelenmektedir. R422D soğutma gazının sisteme yüklenme miktarı %5 oranında azalma gösterdiğinde, direkt etkinin de %5 azaldığı görülmektedir. Söz konusu azalma durumu, TEWI'nin de aşağı yukarı %2'lik bir miktarda düşmesi ile neticelenmektedir. Bu kapsamda, elde edilen bilgiler ışığında, soğutma sistemine yüklenen gazın miktarının doğru şekilde ayarlanması durumunda, çevresel ısınmaya direkt etki azalmış olacağını, aynı zamanda soğutma faydalı yükünün verimliliğiyle ilgili olarak indirekt etkinin azalma göstereceğini belirtebiliriz. R417A soğutma gazı için aynı verilerin geçerli olduğunu söyleyebiliriz.



Şekil 4.11. İndirekt etki ile COP değerindeki değişiklik

Yapılan çalışmalarda kullanılmış olan soğutma gazları arasında, direkt etki açısından minimum değere ulaşan R22 soğutma gazının, yerine kullanılabilecek soğutma gazları arasında maksimum oranda ozon tabakasına zarar vermesi nedeniyle kullanımına izin verilmesi doğru değildir.

Denklem (3.3) ile belirtilmekle birlikte, çalışma esnasında atmosfere salınan soğutma gazı kütlesinin, direkt etkiyi arttırmasının önemli bir konu olduğunu belirtebiliriz. Sonuç olarak, atmosfere salınan soğutma gazı kütlesinin yükselmesi nedeniyle TEWI değerinin yükseldiği (Aprea ve Maiorino, 2011) anlaşılmıştır.

İlave olarak, R22 soğutma gazına alternatif olarak R417A soğutma gazı ile R422D gazının çalıştırılması durumunda enerji harcamasındaki yıllık azalma oranının %10 olduğu görülmektedir. R22 soğutma gazına ait TEWI değerinin R417A soğutma gazından aşağı yukarı %2 oranında yüksek olduğu görülürken, R422D soğutma gazından %4 oranında düşük olduğu görülmektedir. R22 soğutma gazının yerine kullanılabilecek soğutma gazları değerlendirildiğinde, TEWI miktarının düşük olmasının aranan bir kriter olduğu söylenebilir. Direkt etki değerinin toplam etki değeri içerisindeki oranının %65 ila %70 değerlerine sahip olduğundan söz konusu etkin faktörlerin düşürülmesi zorunludur. Bu kapsamda β miktarının azaltılmasına yönelik çevre dostu enerji çeşitlerinden yararlanmak, yüksek verimlilik ile çalışan sistem tasarımlarında bulunmak çok önem arz etmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Daha önce yapılan çalışmalarda, R22 yerine kullanılabilecek soğutucu akışkanlarla yapılan COP değerleri mukayesesinden elde edilen sonuçlarla, bu çalışmanın sonuçlarının benzer olduğu görülmüştür. Aprea ve ark. (2004a), R22 ile R417A' nın COP mukayesesini farklı kompresör hızları için denemişler ve çalışılan her hız için R22 durumunda COP değerinin daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Yine, Aprea ve ark. (2004b) R22 ile R417A akışkanları için, sistemde R22 gazının mevcut olması halinde daha yüksek COP değerine ulaşıldığını belirtmişlerdir. Aprea ve ark. (2011) bir soğutma sisteminde R22 yerine R422D kullanarak yaptıkları çalışmada, farklı dış ortam sıcaklılarında R22 bulunması durumunda COP'nin daha büyük olduğunu tespit etmişlerdir. Torella ve ark. (2010) bir su soğutma grubunda R22, R422D ve R417A için yaptıkları çalışmada, en yüksek COP'ye R22 akışkanı ile ulaşılabildiğini ifade etmişlerdir. Farklı sistemler ve şartlar altında, R22 yerine kullanılabilecek HFC'li soğutucu akışkanların, R22'li sistemlere kıyasla COP değerlerini azalttıkları anlaşılmaktadır. Böylece bu çalışmanın sonuçlarının literatürdeki benzer çalışmalar ile uyumlu olduğu söylenebilir. Ayrıca R22 ile çalışan bir iklimlendirme sisteminde R417A ve R422D gazlarının test edilmesi, çalışmanın özgünlüğünü açıkça ortaya koymaktadır.

Bu araştırmada test edilen tüm HFC'li gazların ODP değerlerinin sıfır olduğu bilinmektedir (Çizelge 3.1.). Çalışmanın esas amaçlarından biri olan, yaygın olarak kullanılan iklimlendirme cihazlarında ozon tabakasına zarar vermeyen soğutucu akışkanların tercih edilmesi sağlanacaktır. Bu tercih doğrultusunda uygun sıcaklık için daha az enerji tüketen soğutucu akışkana karar verilebilecektir.

Bu çalışmanın bir devamı olarak sistem üzerindeki değişikliklerle ileri çalışmalar yapılabilir. Örneğin sistemdeki kılcal boru bir elektronik genleşme valfi ile değiştirilebilir ve sonuçları karşılaştırılabilir. Dönel kompresör yerine farklı bir kompresör kullanılıp sonuçlar mukayese edilebilir. R22 yerine kullanılabilen başka soğutucu akışkanlar da mevcuttur. Bu gazların enerji parametrelerinin incelenmesi, ilgili araştırma alanı açısından yararlı olacaktır. Yeni geliştirilen düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanlarla aynı parametrelerin incelenmesi önem taşımaktadır. Ayrıca Bölüm 2'de

bahsedilen “retrofit” kapsamında bazı değişiklikler yapılıp, iklimlendirme cihazlarının enerji özelliklerinin araştırılması faydalı olacaktır.

6. KAYNAKLAR

Aprea, C., Maiorino, A., Mastrullo, R. 2014. Exergy analysis of a cooling system: Experimental investigation on the consequences of the retrofit of R22 with R422D. ***International Journal of Low-Carbon Technologies***, 9: 71-79.

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

Aprea, C., Mastrullo, R., Renno, C., Vanoli, G.P. 2004a. An evaluation of R22 substitutes performances regulating continuously the compressor refrigeration capacity. ***Applied Thermal Engineering***, 24: 127-139.

Aprea, C., Renno, C. 2004b. Experimental comparison of R22 with R417A performance in a vapour compression refrigeration plant subjected to a cold store. ***Energy Conversion and Management***, 45: 1807-1819.

Arora, A., Sachdev, H.L. 2009. Thermodynamic analysis of R422 series refrigerants as alternative refrigerants to HCFC22 in a vapour compression refrigeration system. ***International Journal of Energy Research***, 33: 753-765.

Benhadid-Dib S., Benzaoui A. 2012. Refrigerants and Their Environmental Impact Substitution of Hydro Chlorofluorocarbon HCFC and HFC Hydro Fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant. ***Energy Procedia***, 18: 807-816.

Bhatkar, V.W. Kriplani, V.M., Awari, G.K. 2013. Alternative refrigerants in vapour compression refrigeration cycle for sustainable environment: A review of recent research. ***International Journal of Environmental Science and Technology***, 10: 871-880.

Cabello, R., Torrella, E., Llopis, R., Sánchez, D., Larumbe, J.A. 2013. Energy influence of the IHX with R22 drop-in and long-term substitutes in refrigeration plants. ***Applied Thermal Engineering***, 50: 260-267.

Calm, J.M., 2008. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. ***International Journal of Refrigeration***, 31: 1123-1133.

Calm, J.M., 2002. Emissions and environmental impacts from airconditioning and refrigeration systems. ***International Journal of Refrigeration***, 25 (3): 293–305.

Calm, J.M., Didion, D.A., 1997. Trade-offs in refrigerant selections past, present, and future. In: Refrigerants for the 21st Century (Proceedings of the ASHRAE/NIST Conference, Gaithersburg, MD, USA). American Society of Heating Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Atlanta, GA, USA, pp. 6–19. ***International Journal of Refrigeration*** 21 (4): 1998, 308–321.

Calm, J.M., Domanski, P.A., 2004. R-22 replacement status. ***ASHRAE Journal*** 46 (8): 29–39.

Carrier, W. H. 1929. "Air conditioning its phenomenal development." ***Heating and Ventilating***, 26(6):116.

Carrier, W. H. 1936. “Progress in air conditioning in the last quarter century.” ***ASHVE Transactions***. 42:323.

Carrier, W. H. 1934. “Bright future of air conditioning.” ***Heating and Ventilating***, 31(5):24.

Chinnaraj, C., Vijayan, R., Govindarajan, P. 2011. Analysis of eco friendly refrigerants usage in air-conditioner. ***American Journal of Environmental Sciences***, 7: 510-514.

Devecioğlu, A. G., Oruç, V., Berk, U., Ender, S. 2016. İklimlendirme sistemlerinde R22 yerine R442A kullanılmasının enerji parametrelerine etkisinin incelenmesi. ***Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi***, 7 (3): 551-558.

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.

Devotta, S., Padalkar, A.S., Sane, N.K. 2005. Performance assessment of HCFC-22 window air conditioner retrofitted with R-407C. ***Applied Thermal Engineering***, 25: 2937-2949.

Downing, R.C., 1966. History of the organic fluorine industry. Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology, seconded, vol. 9. John Wiley and Sons, Incorporated, New York, USA, pp. 704–707.

DuPont, Thermodynamic properties of DuPont Freon 22 (R22) Refrigerant. Technical Information. [http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/k05736_Freon22_thermo_prop.pdf]. Erişim Tarihi: 24 Şubat 2017a.

DuPont, Thermodynamic properties of DuPont Isceon MO29 (R422D). Technical Information. [http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/k15283_ISCEON_MO29_thermo_prop_eng.pdf]. Erişim Tarihi: 24 Şubat 2017b.

DuPont, Thermodynamic properties of DuPont Isceon MO59 (R417A). Technical Information. [http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/k15291_ISCEON_MO59_thermo_prop_si.pdf]. Erişim Tarihi: 24 Şubat 2017c.

Evans, O., 1805. The Abortion of a Young Steam Engineer’s Guide. Philadelphia, USA.

Farraj, A., Mallouh, M.A., Kalendar, A.-R., Al-Shqirate, A.A.-R., Hammad, M. 2012. Experimental study of solar powered air conditioning unit using drop - In hydro carbon mixture to replace R-22. ***Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering***, 6: 63-70.

Fatouh, M., Elgendy, E., 2011. Experimental investigation of a vapor compression heat pump used for coolingand heating applications. ***Energy*** 36, 2788-2795

Holman, J.P., 1994. ***Experimental Methods for Engineers***, Int. ed. McGraw-Hill Book Co., Singapore.

Ingels, M. 1949. Letter to Samuel Fletcher, Vice President, Sackett & Wilhelms Lithographing Corp., November 14. Accession 2511, Department of Manuscripts and Archives, Cornell University, Ithaca, N.Y.

Ingels, M., 1952. Willis Haviland Carrier Father of Air Conditioning. Carrier Corporation, Syracuse, New York, USA.

Joybari, M.M., Hatamipour, M.S., Rahimi, A., Modarres, F.G. 2013. Exergy analysis and optimization of R600a as a replacement of R134a in a domestic refrigerator system. ***International Journal of Refrigeration***, 36: 1233-1242.

Kalaiselvam, S., Saravanan, R. 2009. Exergy analysis of scroll compressors working with R22, R407C, and R417A as refrigerant for HVAC system. ***Thermal Science***, 13: 175-184.

Kapadia, R.G., Jain, S., Agarwal, R.S. 2009. Transient characteristics of split air-conditioning systems using R-22 and R-410A as refrigerants. ***HVAC and R Research***, 15: 617-649.

Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change, 1997. United Nations, New York, USA.

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.

Llopis, R., Cabello, R., Sánchez, D., Torrella, E., Patiño, J., Sánchez, J.G. 2011. Experimental evaluation of HCFC-22 replacement by the drop-in fluids HFC-422A and HFC-417B for low temperature refrigeration applications. ***Applied Thermal Engineering***, 31: 1323-1331.

Llopis, R., Torrella, E., Cabello, R., Sanchez, D. 2012. HCFC-22 replacement with drop-in and retrofit HFC refrigerants in a two-stage refrigeration plant for low temperature. ***International Journal of Refrigeration***, 35: 810-816.

Mani, K., Selladurai, V. 2008. Experimental analysis of a new refrigerant mixture as drop-in replacement for CFC12 and HFC134a ***International. Journal of Thermal Sciences***, 47: 1490-1495.

Menlik, T., Demircioğlu, A., Özkaya, M.G. 2013. Energy and exergy analysis of R22 and its alternatives in a vapour compression refrigeration system. ***International Journal of Exergy***, 12: 11-30.

Midgley Jr., T., 1937. From the periodic table to production. ***Industrial and Engineering Chemistry***, 29 (2): 239–244.

Midgley Jr., T., Henne, A.L., 1930. Organic fluorides as refrigerants. ***Industrial and Engineering Chemistry***, 22: 542–545.

Mohanraj, M. 2013. Energy performance assessment of R430A as a possible alternative refrigerant to R134a in domestic refrigerators. ***Energy for Sustainable Development***, 17: 471-476.

Mohanraj, M., Muraleedharan, C., Jayaraj, S. 2011. A review on recent developments in new refrigerant mixtures for vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump units. ***International Journal of Energy Research***, 35: 647-669.

Mohanraj, M., Jayaraj, S., Muraleedharan, C. 2009. Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants-A review. ***International Journal of Greenhouse GasControl***, 3: 108-119.

Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1987. United Nations (UN), New York, NY, USA (1987 with subsequent amendments).

Needham, Joseph (1965). Science and Civilisation in China, Volume 4: Physics and Physical Technology, Part 2, Mechanical Engineering. Cambridge University Press. pp. 99, 134, 151, 233.

Oruç, V., Devecioğlu, A. G. 2016. Buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminde R22 yerine N20 ve R444B soğutucu akışkanlarını kullanmanın termodinamik performansa etkisi. ***Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi***, 31 (4): 859-869.

Oruç, V., Devecioğlu, A. G. 2015. Thermodynamic performance of air conditioners working with R417A and R424A as alternatives to R22. ***International Journal of Refrigeration***, 55: 120-128.

Oruç, V., Devecioğlu A. G., Berk U., Vural İ. 2016. Experimental comparison of the energy parameters of HFCs used as alternatives to HCFC-22 in split type air conditioners. ***International Journal of Refrigeration***, 63: 125-132

Padalkar, A.S, Mali, K.V., Devotta, S. 2014. Simulated and experimental performance of split packaged air conditioner using refrigerant HC-290 as a substitute for HCFC-22. ***Applied Thermal Engineering***, 62: 277-284.

Padmanabhan, V.M.V., Palanisamy, S.K. 2013. Exergy efficiency and irreversibility comparison of R22, R134a, R290 and R407C to replace R22 in an air conditioning system. ***Journal of Mechanical Science and Technology***, 27: 917-926.

Park, K.-J., Seo, T., Jung, D. 2007. Performance of alternative refrigerants for residential air-conditioning applications. ***Applied Energy***, 84: 985-991.

Park, K.-J., Shim, Y.-B., Jung, D. 2009. A 'drop-in' refrigerant R431A for replacing HCFC22 in residential air-conditioners and heat pumps. ***Energy Conversion and Management***, 50: 1671-1675.

Perkins, J., 1834. Apparatus for producing ice and cooling fluids. Patent 6662, UK.

Sun, Z.G., 2008. Experimental investigation of integrated refrigeration system (IRS) with gas engine, compression chiller and absorption chiller. ***Energy*** 33, 431–436.

Suzuki, K., Isozumi, S., Ukai, T., Oozeki, S., Itou, T. 1998. Development of HCFC-22 Alternative Refrigerant Air Conditioners. Technical Review-Mitsubishi Heavy Industries, 35: 126-132.

Şencan, A., Köse, İ.İ., Selbaş, R. 2011. Prediction of thermophysical properties of mixed refrigerants using artificial neural network. ***Energy Conversion and Management***, 52: 958–974.

Torella, E., Cabello, R., Sanchez, D., Larumbe, J.A., Llopis, R. 2010. On-site study of HCFC-22 substitution for HFC non-azeotropic blends (R417A, R422D) on a water chiller of a centralized HVAC system. ***Energy and Buildings***, 42: 1561-1566.

Vijayan, R., Srinivasan, P.S.S. 2009. Influence of internal heat exchanger on performance of window AC retrofitted with R407C. ***Journal of Scientific and Industrial Research***, 68: 153-156.

Wang, F., Zhang, X., Wang, F., Fan, X., Lian, Z. 2011. Thermodynamic analysis of refrigeration cycle performance with R125/R600a mixtures. Key Engineering Materials, 474-476, 1643-1647.

Wang, F., Xiaowei, F., Zhiwei, L. 2012. Experimental study on an inverter heat pump with HFC125 operating near the refrigerant critical point. ***Applied Thermal Engineering***, 39: 1-7.

Wu, J.H. , Yang, L.D., Hou, J. 2012. Experimental performance study of a small wall room air conditioner retrofitted with R290 and R1270. ***International Journal of Refrigeration***, 35: 1860-1868.

Yang, Z., Wu, X. 2013. Retrofits and options for the alternatives to HCFC-22. ***Energy***, 59: 1-21.

Yu, C.-C., Teng, T.-P. 2014. Retrofit assessment of refrigerator using hydrocarbon refrigerants. ***Applied Thermal Engineering***, 66: 507-518.

Zhao, X., Shi, L., Zhu, M., Han, L. 1999. A new environment-friendly refrigerant. Science in China, Series E: ***Technological Sciences***, 42: 183-189.

ÖZGEÇMİŞ

1984 yılında Tokat'ta doğmuştur. İlk öğretimini Tokat Gazi Osman Paşa İlkokulu ve Turhal Şeker İlkokulunda, orta öğretimini Turhal Şeker Ortaokulu ve Tokat Atatürk Ortaokulunda, lise eğitimini İstanbul Haydarpaşa Anadolu Lisesi ve Turhal Anadolu Lisesinde tamamlamıştır. Üniversite eğitimini Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makine Mühendisliği bölümünde tamamlamıştır. Dicle Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Başkanlığında Yüksek Lisans Eğitimini tamamlamıştır.

T.C.
DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZ ÇALIŞMASI İNTİHAL RAPORU FORMU

ÖĞRENCİ BİLGİLERİ	
ADI VE SOYADI	İbrahim VURAL
ÖĞRENCİ NO	12818001
EĞİTİM – ÖĞRETİM YILI	2018-2019
YARIYIL	☐ Güz ☒ Bahar
ANABİLİM DALI	MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
PROGRAM	Yüksek Lisans
TEZ KONUSU	R22 İLE ÇALIŞAN BİR İKLİMLENDİRME SİSTEMİNDE R417A İLE R422D ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARININ KULLANILMASININ TERMODİNAMİK ANALİZİ
İNTİHAL RAPORU BİLGİLERİ	
RAPOR TÜRÜ	Tez Savunma Sınavı Sonrası
SAYFA SAYISI	66
BENZERLİK ORANI	%17
RAPORLAMA TARİHİ	25/07/2019

Yukarıda başlığı/konusu gösterilen tez çalışmamın kapak sayfası, giriş, ana bölümler, sonuç ve tartışma kısımlarından oluşan toplam 66 sayfalık kısmına ilişkin, 25/07/2019 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından Turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan intihal raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 17'dir.

Uygulanan filtrelemeler:

- ☐ Kabul/Onay sayfaları hariç,
- ☐ Kaynakça hariç
- ☒ Alıntılar ~~hariç~~/dâhil
- ☐ Diğer

Dicle Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Programlarda Tez Çalışması İntihal Raporu Uygulama Esasları'nı inceledim ve bu Uygulama Esasları'nda belirtilen azami benzerlik oranlarına göre tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edilmesi durumunda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Gereğini saygılarımla arz ederim.

25/07/2019
İbrahim VURAL

25/07/2019
Prof.Dr. Vedat ORUÇ
Tez Danışmanı

25/07/2019
Prof.Dr. Vedat ORUÇ
Anabilim Dalı Başkanı