

**T.C.
HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ISI POMPASININ SOĞUTMA DURUMUNDA FARKLI
SOĞUTUCU AKIŞKANLAR İÇİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

Hayati TÖRE

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN**

**ARALIK 2015
ÇORUM**

Hayati TÖRE tarafından hazırlanan “Isı Pompasının Soğutma Durumunda Farklı Soğutucu Akışkanlar için Deneysel Olarak İncelenmesi” adlı tez çalışması 24/12 /2015 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN



Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ



Yrd. Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun 25/12/2015... tarih ve 2015/228... sayılı kararı ile Hayati TÖRE’nin .Makine..Müh... Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.



Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdür V.

TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.


Hayati TÖRE

ISI POMPASININ SOĞUTMA DURUMUNDA FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKANLAR İÇİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Hayati TÖRE

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Kasım 2015

ÖZET

Bu çalışmada, soğutma modunda çalışan bir ısı pompası, 25°C ile 30°C arasında değişen dış hava sıcaklığı şartları altında, R134A, R404A, R407C ve R410A soğutucu akışkanları için deneysel olarak incelenmiştir.

Deneyler, 6x4x3,8m boyutlarındaki bir laboratuvarında yapılmıştır. Denet tesisatı, yarı hermetik kompresör, dış ünite (yoğuşturucu), iç ünite(buharlaştırıcı), kılcal boru tipinde genişleme elemanı ve dört yollu vanadan oluşmaktadır. Deneylerde kullanılan ölçü aletleri, veri kayıt cihazı, ısı çiftleri, manometreler, güç ölçer ve nem ölçerden oluşmaktadır. Deneylerde, istenen ortam şartlarını sağlamak için ayrıca nemlendirici ve ısıtıcı kullanılmıştır.

Soğutucu akışkan, dış hava sıcaklığı gibi değişen sistem parametreleri ile yapılan deneyler sonucunda elde edilen değerler, kontrollü ortam şartlarında üçer kez tekrarlanmıştır. Mühendislik Denklem Çözücüsü (Engineering Equation Solver, EES-V9.172-3D) yazılımı kullanılarak geliştirilen bir bilgisayar program ile termodinamiğin I. ve II. kanunu sistem için uygulanarak, sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Isı pompası, Soğutma, Soğutma tesir katsayısı, R134A, R404A, R410A, R407C

**AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A HEAT PUMP
OPERATING IN THE COOLING MODE FOR DIFFERENT
REFRIGERANTS**

Hayati TÖRE

HITITUNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

November 2015

ABSTRACT

In this study, the heat pump operating in the cooling mode were experimentally investigated at the outdoor temperatures between 25°C and 30°C for the refrigerating such as R134A, R404A, R407C and R410A.

The experiments were performed in a laboratory with the dimensions of 6x4x3,8m. The experimental set-up consists of a semi-hermetic compressor, outdoor unit (condenser), indoor unit (evaporator), capillary-type expansion valve and four-way valve. The measuring instruments include data logger, thermocouples, manometers, energy meter and humidity meter. In order to maintain the desired indoor conditions, a humidification unit and heater are also used in the experiments.

The experiments that were carried out with respect to the parameters such as refrigerant and outdoor air temperature were repeated three times in the controlled ambient conditions. By applying the first and second law of thermodynamics to the system, an energy and exergy analyses of the system were carried out by a computer code developed base on Engineering Equation Solver (EES-V9.172-3D)

Keywords : Heat pump, Refrigeration, Coefficient of performance, R134A, R404A, R410A, R407C

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca özverili yardımlarını, bilgi ve tecrübesini hiçbir zaman esirgemeyen, değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN' a teőekkürü bir borç bilirim.



“Bu tez çalışmasına,MUH19004.14.005 numaralı proje kapsamında vermiş oldukları destekten dolayı, Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü’ne teşekkür ederiz.”

İÇİNDEKİLER**Sayfa**

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
RESİMLER DİZİNİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ	1
2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ.....	7
2.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemine Giriş	7
3. KURAMSAL TEMELLER	12
3.1. Kütleinin Korunumu	12
3.2. Termodinamiğin Birinci Kanunu Analizi	12
3.3. İkinci Kanun Analizi	15
3.4. Hata Analizi ve Belirsizlik.....	22
3.4.1.Oluşma nedenlerine göre hataların sınıflandırılması	23
3.4.2.Ölçülen değişkenin zamanla değişmesine göre hataların sınıflandırılması	23
3.4.3.Değişme karakterine göre hataların sınıflandırılması	23
4. MATERYAL VE YÖNTEM.....	26
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	31
6. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	48

Sayfa

KAYNAKLAR	52
EKLER	55
ÖZGEÇMİŞ	62



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. CFC grubu soğutucu akışkanların yerine yaygın olarak kullanılan alternatif soğutucu akışkanlar	4
Çizelge 1.2. Soğutucu akışkanlarda istenen ve istenmeyen özellikler.....	5
Çizelge 1.3. Soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri.....	6
Çizelge 3.1.Kullanılan cihazların ölçüm hassasiyeti	24
Çizelge 3.2. Deneyler esnasında meydana gelen toplam hata miktarları.....	25
Çizelge 4.1.Kullanılan soğutucu akışkanların basınç değerleri	29

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Isı pompasının soğutma konumunda çalışması.....	8
Şekil 2.2. Soğutma çevrimi sıcaklık entropi diyagramı	10
Şekil 2.3. Soğutma çevrimi logaritmik basınç entalpi diyagramı	10
Şekil 5.1. Kompresör sıkıştırma oranının çevre hava sıcaklığına göre değişimi	32
Şekil 5.2. Kompresörün harcadığı gücün çevre hava sıcaklığına göre değişimi	33
Şekil 5.3. Dış ünite kapasitesinin çevre hava sıcaklığına göre değişimi.....	34
Şekil 5.4. İç ünite kapasitesinin çevre hava sıcaklığına göre değişimi	35
Şekil 5.5. Soğutma tesir katsayısının çevre hava sıcaklığına göre değişimi	36
Şekil 5.6. İç ortam hava sıcaklığının çevre hava sıcaklığına göre değişimi	37
Şekil 5.7. Kompresördeki entropi üretiminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi	38
Şekil 5.8. Dış üniteadaki entropi üretiminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi.....	39
Şekil 5.9. İç üniteadaki entropi üretiminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi	40
Şekil 5.10. Kılcal boru elemanında ki entropi üretiminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi	41
Şekil 5.11. Sistemdeki toplam entropi üretiminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi	42
Şekil 5.12. Kompresör ikinci yasa veriminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi	43
Şekil 5.13. Dış ünite ikinci yasa veriminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi.....	44
Şekil 5.14. İç ünite ikinci yasa veriminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi	45
Şekil 5.15. Genleşme valfi ikinci yasa veriminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi.....	46

RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
Resim 4.1. Soğutma sistemi iç ünitesi	27
Resim 4.2. Soğutma sistemi dış ünitesi.....	27
Resim 4.3. Soğutma sistemi dış ünite elemanları	28
Resim 4.4. Deney sisteminde kullanılan manometreler	28
Resim 4.5. Isıtıcı ve nemlendirici	29
Resim 4.6. Deney sisteminin şematik görünümü.....	30
Resim E1.1. R134a soğutucu akışkan için EES yazılımı ile hazırlanan programın ekran görüntüsü.....	55
Resim E2.1. R134a soğutucu akışkanı için COP ölçülmesinde yapılabilecek toplam hatanın EES yazılımı kullanılarak tespit edilmesi	57

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

E	Enerji	[kW]
\dot{E}_D	Yok olan ekserji	[kW]
h	Özgül entalpi	[kJ/kg]
\dot{I}	Tersinmezlik	[kW]
\dot{m}	Kütle debisi	[kg/s]
\dot{Q}_b	İç ünite kapasitesi	[kW]
\dot{Q}_y	Dış ünite kapasitesi	[kW]
P	Basınç	[kPa]
R	R büyüklüğünün sabit hata miktarı	
s	Özgül entropi	[kJ/kg K]
$\dot{S}_{\text{üretim}}$	Kontrol hacim içinde birim zamandaki entropi üretimi	[kW/K]
T	Sıcaklık	[°C]
T_0	Dış hava sıcaklığı	[°C]
w	Ölçüm cihazlarının sabit hata miktarı	
\dot{W}	Güç	[kJ]
$\dot{W}_{\text{komp.}}$	Kompresörün çektiği güç	[kW]
W_R	Toplam hata miktarı	
x	Bağımsız değişken	
η_{11}	İkinci yasa verimi	

Kısaltmalar

COP	Soğutma tesir katsayısı
------------	-------------------------

Kısaltmalar

GWP	Küresel ısınma potansiyeli
ODP	Ozon delme potansiyeli

İndisler

dü	Dış ünite
e	Çıkan
i	Giren
iü	İç ünite
komp	Kompresör
ür	Üretim
v	Genleşme valfi

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji kaynaklarına olan talebin giderek artması ve bununla beraber enerji kaynaklarının da sınırlı olması sebebiyle, araştırmacılar ve bilim adamları enerjinin nasıl daha etkin kullanılabileceği üzerinde yoğunlaşmıştır. Bu bilimsel arayışlar neticesinde yeşil enerji kavramı olarak ifade edilen güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, jeotermal enerji gibi doğaya zarar vermeyen, çevre dostu, düşük değerli enerjiler üzerindeki ilgi ve gözlemlerin sayısı dagiderek artış göstermektedir. İnsanların günlük yaşamlarındaki ihtiyaç ve refahlarını sağlayabilmesi için gerekli olan işlemlerden bir tanesi de soğutma ihtiyacıdır, soğutma esnasında harcanan enerjinin de Dünya genelinde enerji kaynakları üzerinde büyük çapta etkisi vardır, bu enerji ihtiyacının nasıl daha verimli ve ucuz yollarla sağlanabileceği büyük önem arz etmekte,yapılan araştırma ve gelişmeler neticesinde optimum seviyede çalışacak soğutucu akışkanınseçilmesi etkin bir yöntem olmuştur. Özellikle son yıllarda soğutucu akışkanlardan istenen özellikler ve standartlar gereğince daha iyi sonuçlar elde etmek için bu soğutucu akışkanların karışımından elde edilen yeni tip soğutucu akışkanlar üretilmiştir.

Soğutma işleminde harcanan enerjinin nasıl daha etkin kullanılabileceğinin değerlendirmesi, ekserji analizi ile yapılabilir. Bu analizi yaparken gerekli olacak değerler ilgili termodinamik özellik tablolarından, hal denklemlerinden, deney ve ölçümler sonucu elde edilen verilerden sağlanacaktır.

Soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında en çok kompresörlü soğutma sistemleri tercih edilir. Soğutma sistemi tasarımı yapılırken yatırım ve işletme maliyetleri ile ikinci kanun parametreleri olan kayıp iş, entropi artışı ve ekserji analizi birleştirilerek optimum sistem tasarımı yapılır(Kızıllkan, 2004).

Literatürde önceden yapılan bir çalışmada soğutucu akışkan olarak R410A'nın kullanıldığı soğutma amaçlı hava kaynaklı ısı pompası ile,dış ünite hava soğutmalı, su soğutmalı, hava soğutmalı - su soğutmalı paralel ve ayrıca hava soğutmalı- su soğutmalı seri durumlarına göre iç ortam sıcaklığının 26,7°C ve dış hava sıcaklığının

29,4°C, 35°C ve 40,5°C olması durumlarına göre deneyler yapılmıştır (Liu ve ark.,2013).

Bir diğerk çalışmada, çok fonksiyonlu ısı pompası sisteminin ısıl dinamik analizi, geleneksel ısı pompası klima sistemi ile karşılaştırması yapılmıştır. Farklı sistemlerin enerji ve ekserji verimliliği, çalışma şekilleri ve koşullarının sistem elemanlarının çalışmasına etkileri hesaplanmıştır. Sonuç olarak çok fonksiyonlu ısı pompası sisteminin performansının sıcak su sıcaklığı ile arttığı görülmüştür (Sun ve ark., 2013).

Çamdalı vd. tarafından yapılan çalışmada toprak kaynaklı ısı pompası için sayısal model teknikleri uygulanarak sistem parametreleri hesaplanmıştır. Bolu şehri için geliştirilen modelden elde edilen denklemlerin çözüm kodları Matlab programında yazılmıştır. Eğri uydurma metodunda R134A, R404A ve R410A'nın özelliklerini elde etmek için R12, R22 ve R502'nin ASHRAE tablo değerleri ve hal denklemleri kullanılmış ve sonuç olarak R134A'nın COP değeri, Matlab programında 3,33 ve Solkane Refrigerant Software programında ise 3,28 olarak bulunmuştur (Çamdalı ve ark., 2015).

Bu tezin amacı soğutma durumunda çalışan bir ısı pompasının dört farklı soğutucu akışkan için Çorum şartlarında değişen dış hava sıcaklığında (çevre sıcaklığında) dikkate alınarak soğutma sisteminin termodinamik analizinin yapılması ve sistemin optimum çalışma şartlarının belirlenmesidir. Soğutucu akışkan R134A, R404A, R407C ve R410A için 25°C ile 30°C arasında değişen dış hava sıcaklığında kompresör giriş ve çıkış basınçları, termodinamiğin I. kanunu uygulanarak kompresörün harcadığı enerji, dış ünitenin dış ortama attığı enerji, iç ünitenin iç ortamdan çektiği enerji miktarı, sistemin soğutma tesir katsayısı (COP), termodinamiğin II. kanunu (ekserji analizi) uygulanarak kompresördeki, dış üniteye, iç üniteye, genişleme valfindeki ve sistemdeki üretilen toplam tersinmezlikleri ayrıca II. kanun verimi ile kompresörün, dış ünitenin, iç ünitenin, genişleme valfinin ikinci yasa verimlerini Engineering Equation Solver (EES) (Klein, 2010) programını kullanarak incelemek ve irdelemektir.

Literatürde EES ve benzeri programların kullanıldığı bir diğer çalışmada ise 3 farklı binanın ısıtma, soğutma ve sıcak su ihtiyacını hava kaynaklı ısı pompası ile karşılanmasının simülasyonunun yapıldığı çalışmada, simülasyon programı olarak “TRNSYS” kullanılmış ve ayrıca EES yazılımı da kullanılarak karşılaştırma yapılmıştır(Ghoubali ve ark.,2014).

Yapılan başka bir çalışmada ise ev tipi buzdolabı ve dondurucular için R290/R600A zeotropik karışımı ile çalışan değiştirilmiş buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimli bir sistem tasarlamıştır. Sistemin teorik enerji ve ekserji analizi, geliştirilen bir matematik model ile hesaplanmış ve daha sonra sırasıyla, R600A ve R290/R600A zeotropik karışımı kullanılan geleneksel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile karşılaştırılmıştır. Eşit çalışma koşulları altında, bu iki çevrimin simülasyon sonuçlarına göre, değişmiş sistemin COP’si, hacimsel soğutma kapasitesi, toplam ekserji yok oluşu ve ekserjik veriminin çok iyi performans gösterdiği hesaplanmıştır (Yan ve ark., 2015).

Özkaymak tarafından yapılan çalışmada, buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin termodinamik ve ekonomik açıdan analizleri yapılmış, soğutma sisteminin COP ve tersinmezlik değerleri hesaplanmıştır. Sonuç olarak, ideal aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklık miktarları ile bu sıcaklık miktarlarına karşılık gelen eşanjör alanları hesaplanmıştır (Özkaymak, 1998).

D’Accadia ve Vanoli tarafından yapılan çalışmada, bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde soğutucu akışkan olarak R22, R134A ve R410A kullanılmış ve termoekonomik açıdan dış ünite elemanı sayısal analiz kullanılarak optimizasyona tabi tutulmuştur. Sabit ısı kapasite ve değişken iç boru çapında, optimum ısı değiştiricisi alanı hesaplanmıştır (D’Accadia ve ark., 2004).

Soğutucu akışkanlar uygulama ve çalışma şartlarındaki ihtiyaca göre değişik kimyasal ve fiziksel özelliklere sahiptirler. Uygulamada gereken özelliklerin hepsini bir arada bulduran bir soğutucu akışkan olmadığı için ihtiyaca yönelik en uygun, güvenilir ve ekonomik olan soğutucu akışkan tercih edilmelidir. Ayrıca R12, R22 ve

R502 gibi CFC grubu soğutucu akışkanlar çevre ve insan sağlığı açısından zararlı etkiye sahip olduğundan yerine alternatif soğutucu akışkanlar olarak kullanılan soğutucu akışkan karışımları içinde ilgili çalışmalar önem kazanmıştır. Çizelge 1.1'de R12, R22 ve R502 soğutucu akışkanlarının yerine, bu çalışmada kullanılan alternatif soğutucu akışkanlar görülmektedir (Atalay, 2011).

Çizelge 1.1. CFC grubu soğutucu akışkanların yerine yaygın olarak kullanılan alternatif soğutucu akışkanlar

Soğutucu akışkan	Alternatif soğutucu akışkan
R12	R134A
R22	R407C, R410A
R502	R404A

Yapılan başka bir çalışmada, soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak kullanılan HC ve HFC/HC karışımları üzerine teorik veya pratik analizlerin yapıldığı diğer çalışmalar gözden geçirilmiştir. Sonuç olarak, bu soğutucu akışkanların kullanılmasıyla beraber ileri vadede ortaya çıkabilecek sorunlar ele alınmıştır (Özcan ve ark., 2011).

Alternatif soğutucu akışkanlar üzerine yapılan bir çalışmada ise R134A yerine onun kadar yanıcı olmayan R1234ze(E)/R134A karışımının (R450A) deneysel analizi yapılmıştır. R134A'nın Küresel Isınma Faktörü (GWP) 1430 iken R450A'nın GWP değeri sadece 547 olmuştur. Deneysel çalışmalar, değişken hızlı kompresör kullanılan donanımlı bir buhar sıkıştırma tesisinde gerçekleştirilmiştir. R450A'nın soğutma kapasitesi, R134A ile kıyaslandığında ortalama %6 daha düşük çıkmış, R450A'nın COP'si R134A'dan daha yüksek olduğu ve ayrıca R450A'nın kompresör çıkış sıcaklığı R134A'nın deşarj sıcaklığından ortalama olarak 2K daha düşük olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, R450A'nın R134A yerine iyi bir alternatif soğutucu akışkan olacağı belirlenmiştir (Babiloni ve ark., 2014).

Literatürdeki diğer bir çalışmada, R12 yerine zeotropik karışım R413A'yı kullanılarak ev tipi bir buhar sıkıştırma soğutma sisteminde ekserji analizi

uygulanmış ayrıca sistemde kullanılan her iki soğutucunun performansını etkileyen parametreler ekserji analizi ile geliştirilmiştir. İç ünite çıkış sıcaklığı -15°C ile -10°C arasında seçilen soğutma işlemi kontrollü bir ortamda gerçekleştirilmiş, iç ünite ve dış ünite hava akımları, farklı iç ünite soğutma yükleri ve dış ünite havalandırma yüklerinde simülasyonlar yapılmış sonuç olarak, R413A ile çalışan sistemin tüm enerji ve ekserji performansı R12'den daha tutarlı olduğu tespit edilmiştir (Padilla ve ark., 2010).

İstenen ve istenmeyen özelliklerin hepsini ihtiva eden bir soğutucu akışkan mevcut değildir. Ancak uygulamalarda en uygun özellikleri sağlayan soğutucu akışkan tercih edilmektedir. Çizelge 1.2 soğutucu akışkanlarda istenen veya istenmeyen bazı özellikleri göstermektedir.

Çizelge 1.2.Soğutucu akışkanlarda istenen ve istenmeyen özellikler (Atalay, 2011)

Soğutucu Akışkan	
Olmalı	Olmamalı
Çevre dostu	Tutuşabilir
Düşük kaynama sıcaklığına sahip	Yüksek donma derecesi sıcaklığı
Kimyasal olarak kararlı	Korozyon etkisi
Yağ ile kolayca karışabilir	Zehirli
Pozitif buharlaşma basıncı	Buharlaşma gizli ısı düşük
Viskozitesi düşük	Kaçak tespitini zorlaştıracak şekilde kokusuz ve renksiz
Düşük yoğuşma basıncı	Isı geçirgenliği düşük
Ucuz	Patlayıcı
Dielektrik	Özgül hacmi büyük
--	Düşük kritik sıcaklığı

Soğutucu akışkanlar tiplerine göre aşağıda sıralanmıştır (Atalay, 2011).

- Mineral soğutucu akışkanlar (NH₃, CO₂)
- CFC'ler (R11, R12 gibi) (terk edilecek gazlar)
- HCFC'ler (R22, R508, R402A, R123) (geçiş dönemi gazları)
- HFC'ler (R134A, R404A, R32) (uzun vadeli gazlar)
- HC'ler (R600, R600A, R290) (yanıcı ve patlayıcı gazlar)

Soğutucu akışkanlar uygulamalarda farklı alanlarda kullanılmaktadır. Ev tipi soğutucular, dondurucular ve otomobil klimalarında R134A, bazı ev tipi ve ticari klimalarda R407C ve R410A soğutucu akışkanı kullanılırken Ticari soğutucular ve dondurucularda ise yaygın olarak R404A kullanılır.

Soğutucu akışkanlarda mevcut olan ve atmosferdeki klor bileşiklerinin ozon takasına zarar vermesi ve kutuplarda büyük ozon deliklerinin oluşması üzerine 1988 yılında Montreal Protokolü imzalanmış ve 1990 yılında Londra'da CFC içerikli soğutucu akışkanların kullanımının kısıtlanması kararı alınmıştır. Alınan bu karara göre 1995 yılından itibaren CFC içerikli soğutucu akışkanların G-7 ülkelerinde kullanımı yasaklanmış ayrıca HCFC içerikli soğutucu akışkanlarında (R22, R502 gibi) 2030 yılına kadar kullanım dışı kalacağı belirlenmiştir. Ayrıca CFC içerikli soğutucu akışkanların çevreye verdiği zararların önüne geçilmesi için 1992 yılında ABD'de Temiz Hava Yasası yürürlüğe girmiştir. Soğutucu akışkanların atmosfere ne ölçüde zarar verdiği konusunda bir kıyaslama yapılabilmesi için R11 soğutucu akışkanı referans alınarak, Ozon Delme Potansiyeli (ODP) olarak adlandırılan bir kavram ortaya çıkmıştır. Ayrıca soğutucu akışkanların küresel ısınma üzerindeki etkileri hakkında bir kıyaslama yapabilmek için de CO₂ gazı referans alınarak, Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) olarak adlandırılan bir kavram ortaya çıkmıştır (Gürler, 2006). Ayrıca Çizelge 1.3'de bu tez çalışmasında kullanılan soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri hakkında bilgi verilmiştir.

Çizelge 1.3. Soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri (Kundu ve ark., 2014; Alabdulkarem ve ark., 2015; Babiloni ve ark., 2015; Fadhl ve ark., 2015; Fannou ve ark., 2015; Ngema ve ark., 2015; Roe, 2015)

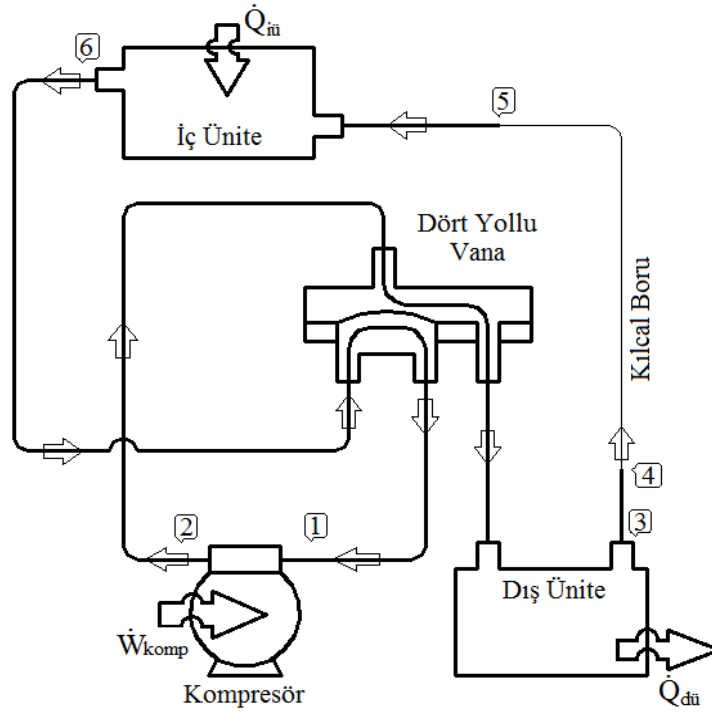
Soğutucu Akışkan	ODP	GWP	Kritik Sıcaklık(K)	Kritik Basınç(kPa)	Buharlaşma Gizli Isısı(kJ/kg)
R134A	0	1300	374,21	4059,3	177,79
R404A	0	3943	345,27	3734,9	140,25
R407C	0	1520	359,2	4634	212
R410A	0	1725	344,55	4925	209,9

2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ

2.1. Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemine Giriş

Soğutma üniteleri, düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı transfer eden makinalardır. Soğutucu akışkanın daha düşük sıcaklıktaki ortamdan kompresör aracılığıyla ısıyı çekip daha yüksek sıcaklıktaki ortama ısı atması şeklinde gerçekleşen çevrime buhar sıkıştırma soğutma çevrimi denir. Bu işlemi yaparken dışarıdan bir enerjiye ihtiyaç duyulmaktadır. Bu enerji sayesinde, kompresör doymuş buhar veya kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkanın, basıncını artırarak soğutucu akışkanını dış üniteye gönderir. Dış ünite, soğutucu akışkanın ısını dış ortama atmasını ve soğutucu akışkanın yoğuşmasını sağlar. Yoğuşan akışkan kılcal boruda genişleyerek ıslak buhar haline gelir. Daha sonra soğutucu akışkan iç üniteden geçerken soğutulacak ortamın ısını çekerek doymuş buhar veya kızgın buhar fazına geçer ve tekrar kompresöre girer. Bu şekilde çevrim tamamlanır (Yamankaradeniz ve ark., 2013).

Buhar sıkıştırma soğutma çevriminde bilinmesi gereken bir diğer husus ise aşırı kızdırma ve aşırı soğutma olaylarıdır. Soğutucu akışkan Şekil 2.1'de soğutma durumunda çalışan ısı pompasının soğutma çevriminde görüldüğü gibi 6 noktasında iç ünitenden çıktıktan sonra ortamın ısını çekmeye devam eder ve kızgın buhar olarak 1 noktasına ulaşır. 6 ve 1 noktası arası aşırı kızdırma bölgesidir. Aynı şekilde soğutucu akışkan 3 noktasında dış ünitenden çıktıktan sonra doymuş sıvı haldedir ve ortama ısını vermeye devam ederek 4 noktasına ulaşır. 3 ve 4 noktası arası aşırı soğutma bölgesidir.



Şekil 2.1. Isı pompasının soğutma konumunda çalışması

Aşırı kızdırma olayı kompresör giriş şartlarını iyileştirirken aşırı soğutma olayı da buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde sistemin performansını artıran olaylardır(Dossat, 1997).

Literatürde R22 soğutucu akışkanı ve buna alternatif olarak R407C soğutucu akışkanı kullanılan bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin, farklı iki soğutucu akışkan için ısıl ekonomik yönden analizi yapılmış ve sistemin en iyi çalışma şartları belirlenmiştir. Sonuçlar olarak, ısı değiştiricisi alanının azalması ile sistem maliyetinin düştüğü fakat bununla beraber sistem veriminin de düştüğü görülmüştür (Kızıllan ve ark., 2006).

Yang vd.tarafından yapılan çalışmada, R12, R134A,R410A ve R717 soğutucu akışkanları kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde çeşitli yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında sistemde kullanılmış ısı değiştiricilerindeki meydana gelen sürtünme kaybı, tersinmezlik, ısı değiştiricisi alanı ve COP değerlerinin hesaplanmasında, sonlu sıcaklık farkı ısı transfer teorisi, termodinamiğin 1. kanunu

ve termodinamiğin 2. kanunu uygulanmıştır. Aşırı soğutucudaki soğutma suyunun etkisi, ısı değiştiricisi içindeki basınç düşümü ve iç üniteye aşırı kızdırma ayrıca dikkate alınmıştır. Sonuç olarak, termodinamiğin 2. kanununa göre elde edilen optimum seviyede aşırı soğutma termodinamiğin 1. kanununa göre elde edilenden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir (Yang ve ark., 2015).

Uygulamalarda kullanılan çeşitli buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde ekserji analizi ile ilgili yapılan bir çalışmada ise, ekserjinin, buharlaşma sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı, aşırı soğutma miktarı, kompresör basıncına ve çevre sıcaklığına bağlı olduğu tespit edilmiş ve ayrıca buhar sıkıştırma sistem elemanları arasında en fazla ekserji yok oluşunun kompresörde meydana geldiği de gözlemlenerek R134A, R407A, R410A ve R600A soğutucu akışkanlarının kullanıldığı soğutma sistemlerinde ekserji veriminin oldukça yüksek olabileceği öngörülmüş ve analizler yapılmıştır. İçerisinde soğutucu akışkan R134A'nın bulunduğu hidrokarbon karışımları en iyi performansın elde edildiği belirlenmiştir (Ahamed ve ark., 2011).

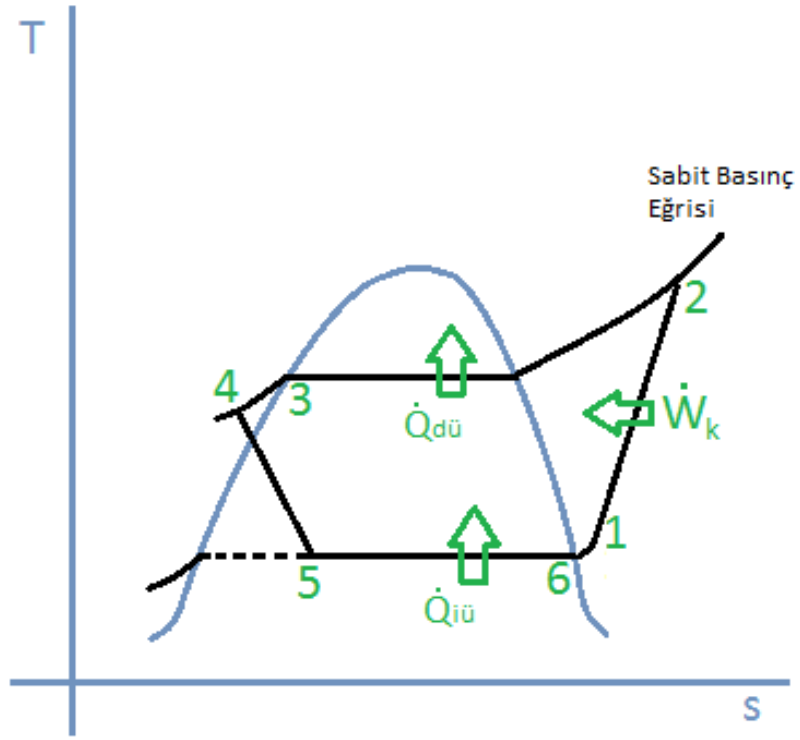
Soğutma çevriminde iş akışkanı olarak kullanılan soğutucu akışkanın görevi ısı alışverişini sağlamaktır. Soğutucu akışkan çevrim esnasında sıvı halden buhar haline ve buhar halden sıvı haline dönüşerek ısının bir ortamdan başka bir ortama nakledilmesini sağlar (Yamankaradeniz ve ark., 2013).

Aşağıda soğutma konumunda çalışan ısı pompası için Şekil 2.2'de T-s diyagramı ve Şekil 3.3'te LnP-h diyagramı gösterilmiştir.

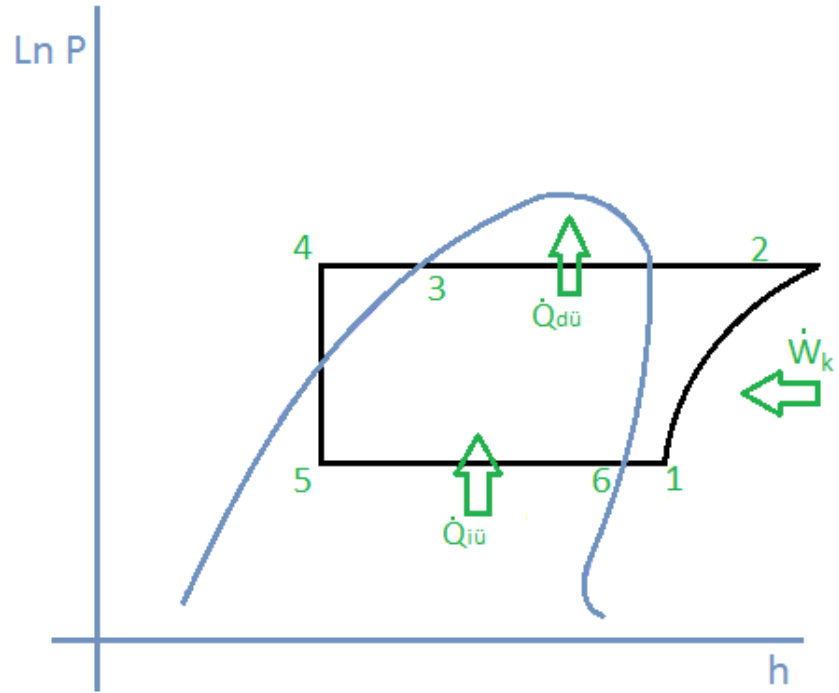
Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'te verilen numaralar itibarıyla,

- 1-2: Kompresörde sıkıştırmayı,
- 2-4: Dış üniteye sabit basınçta yoğuşmayı,
- 4-5: Kılcal boru elemanında izentalpik genleşmeyi,
- 5-1: İç üniteye sabit basınçta buharlaşmayı göstermektedir.

Basınç entalpi diyagramı soğutma çevrim hesaplamalarında kullanıldığı için çok önemlidir. Bu diyagram direk okunarak soğutma çevrimi hakkında çok fazla yorum yapılabilir (Eastop ve McConkey, 2009).



Şekil 2.2. Soğutma çevrimi sıcaklık entropi diyagramı



Şekil 2.3. Soğutma çevrimi logaritmik basınç entalpi diyagramı

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemini meydana getiren elemanlar ve soğutucu akışkanlar aşağıda belirtilmiştir.

- İç Ünite
- Kompresör
- Dış Ünite
- Kılcal Boru Elemanı
- Soğutucu akışkanlar olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılmıştır.



3. KURAMSAL TEMELLER

3.1. Kütlelerin Korunumu

Kütlelerin korunumunu açıklamak için bir kontrol hacmini ele alırsak, kontrol hacminin yüzeyinden giren kütleler ve çıkan kütleler ile birlikte kontrol hacmindeki kütle değişimi toplamının sıfır olacağı kabul edildiğinde kütlelerin korunumu yasası şu şekilde yazılır (Borgnakke ve Sonntag, 2009).

$$\frac{dm_{c.v.}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \quad (3.1)$$

Burada;

$\frac{dm_{c.v.}}{dt}$: Kontrol hacminde birim zamandaki kütle değişimi

\dot{m}_i : Kontrol hacmine giren kütle debisi

\dot{m}_e : Kontrol hacminden çıkan kütle debisini göstermektedir.

3.2. Termodinamiğin Birinci Kanunu Analizi

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile ilgili olarak yapılan kabuller aşağıda belirtilmiştir.

- Dış ünite, iç ünite, kompresör ve boru hattındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Soğutucu akışkanın iç üniteye buharlaşması ve dış üniteye yoğuşması sabit basınç altında gerçekleşmektedir.
- Soğutucu akışkan kompresörde adyabatik olarak sıkıştırılmaktadır.
- Sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi sabittir.
- Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın dağılımı homojendir ve sürekli akış halindedir.
- Kompresör ve boru hatlarında dış ortama ısı transferi yoktur.

- Kompresörün tükettiği elektriksel gücün tamamı soğutucu akışkanın sıkıştırılmasında harcanmıştır.
- Soğutucu akışkan, kılcal boru elemanında sabit entalpi ile genişlerken basınç ve sıcaklığı için ünite basınç ve sıcaklığına düşürülmektedir.
- Soğutma çevrim elemanlarındaki kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilecek seviyede düşüktür.

Sürekli akışlı sistem(SASA) sistemler için enerji denklemi uygulanarak, kondenserde çevreye atılan ısı miktarı, evaporatörde iç ortamdan çekilen ısı miktarı, kompresördeki izentropik sıkıştırma için gerekli enerji miktarı ve çevrimin soğutma tesir katsayısı kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek sırasıyla aşağıda verilmiştir(Çengel ve Boles, 2008).

$$\frac{dE_{c.v.}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_e \dot{m}_e h_e + \dot{Q}_{c.v.} - \dot{W}_{c.v.} \quad (3.2)$$

Burada;

$\frac{dE_{c.v.}}{dt}$: Kontrol hacminde birim zamandaki enerji değişimi

\dot{m}_i : Kontrol hacmine giren kütle debisi

\dot{m}_e : Kontrol hacminden çıkan kütle debisi

h_i : Kontrol hacmine giren kütle için özgül entalpisi

h_e : Kontrol hacminden çıkan kütle için özgül entalpisi

$\dot{Q}_{c.v.}$: Kontrol hacmine birim zamanda verilen ısı miktarı

$\dot{W}_{c.v.}$: Kontrol hacminin birim zamanda yaptığı işi göstermektedir.

Eş. 3.2 yukarıdaki kabuller dikkate alınarak, kompresör için uygulanırsa aşağıdaki gibi ifade elde edilir,

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (3.3)$$

Burada;

\dot{W}_{komp} : Kompresörün çektiği gücü

\dot{m} : Soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın debisini

h_1 : Kompresör girişindeki soğutucu akışkanın entalpisini

h_2 : Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpisini

göstermektedir.

Eş. 3.2yukarıdaki kabuller dikkate alınarak, dış ünite için uygulanırsa aşağıdaki gibi ifade elde edilir,

$$\dot{Q}_{dü} = \dot{m}(h_4 - h_2) \quad (3.4)$$

Burada;

$\dot{Q}_{dü}$: Dış ünite ısı atma kapasitesi

h_4 : Dış ünite çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpisini

göstermektedir.

Eş. 3.2yukarıdaki kabuller dikkate alınarak, iç ünite için uygulanırsa iç ünitenin kapasitesi,

$$\dot{Q}_{iü} = \dot{m}(h_1 - h_5) \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

$\dot{Q}_{iü}$: İç ünite ısı çekme kapasitesi

h_5 : İç ünite girişindeki soğutucu akışkanın entalpisini

göstermektedir.

Eş. 3.2yukarıdaki kabuller dikkate alınarak, kılcal boru elemanı için uygulanırsa aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$h_4 = h_5 \quad (3.6)$$

Eş. 3.6'daise genişleme valfi(kılcal boru elemanı) giriş ve çıkışındaki entalpilerin birbirine eşit olduğu görülmektedir.

Soğutma durumunda çalışan ısı pompasının soğutma tesir katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$\text{COP} = \frac{\text{istenen soğutma etkisi}}{\text{harcanan enerji}} = \frac{\dot{Q}_{iü}}{\dot{W}_{\text{komp}} + \dot{W}_{iü} + \dot{W}_{dü}} \quad (3.7)$$

Burada;

COP : Kompresör performansının bir ölçüsü olan Soğutma Tesir Katsayısı

$\dot{W}_{iü}$: İç ünite fanının çektiği gücü

$\dot{W}_{dü}$: Dış ünite fanının çektiği gücü

göstermektedir.

İç ünite ve dış ünite üzerindeki fanlar sabit devirde çalışmakta olup çektiği elektrik enerjisi miktarı enerji analizörü tarafından 0,088 kW olarak ölçülmektedir.

Gerçek soğutma çevrimi ideal çevrime kıyasla bazı farklılıklar göstermektedir. Tersinmezlikler sonucu ideal soğutma çevriminin gerçekleşmesi mümkün değildir. Basınç düşümleri, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma olayları bunun sebeplerinden birkaç tanesidir.

3.3. İkinci Kanun Analizi

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliği ile ilgilendir, bu yasaya göre enerji yoktan var, vardan yok edilemez. Termodinamiğin birinci yasası ile hal değişimleri esnasındaki çıkan ve giren enerji değişimleri incelense de mühendislik uygulamalarında termodinamiğin ikinci yasasına önemle ihtiyaç duyulmaktadır. Termodinamiğin ikinci yasası enerjinin niteliği ile ilgilendiği için termodinamik sistemlerdeki elemanların tersinmezlikleri, ekserjileri ve II. yasa verimleri detaylı olarak incelenmektedir.

Entropi kavramı, II. kanunun sonucudur ve termodinamik bir özelliktir. Entropiye fiziksel bir tanım getirilemez ancak termodinamik işlemlerin analizinde büyük bir öneme sahiptir (Singh, 2009).

Ekserji, belirli bir haldeki sistemden maksimum faydalı iş elde edilmesi olarak tanımlanmaktadır. Bir kontrol hacmi dikkate alınır, birim zamanda ki, kontrol hacmine ekserji akışı, kontrol hacminden dışarıya olan ekserji akışından daha büyük olacaktır. Aradaki bu fark, ekserji kaybının hızını verecektir buna tersinmezlik hızı denir. Tersinmezlik hızı ile termodinamik ve ısı sistemlerindeki kayıpların tespit edilmesi ve optimizasyonu sağlanır (Borgnakke ve Sonntag, 2009).

Literatürde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma yapılmadan iç ünite ve dış ünite sıcaklıkları kontrol altında tutularak ekserji analizi ile iç ünite, dış ünite etkinliğini kullanarak tersinmezlikler hesaplanmış ve bu yöntemler ışığında bilgisayar ortamında iterasyonlar yapılarak iç ünite ve dış ünite etkinlikleri için optimum ortam şartları tespit edilmiştir. Sonuç olarak iç ünite sıcaklığının artması sonucu etkinliğin arttığı ve tersinmezliğin de azaldığı; dış ünite sıcaklığının artması sonucu etkinliğin azaldığı ve tersinmezliğin de arttığı görülmüştür (Koçoğlu, 1993).

Yapılan başka bir çalışmada, gerçek bir buhar sıkıştırma soğutma çevriminin detaylı ekserji analizi incelenmiştir. R502, R404A ve R507A soğutucu akışkanları için COP, ekserji yok oluşu ve ekserji verimi için bilimsel bir model geliştirilmiştir. İç ünite sıcaklığı -50°C ile 0°C arasında ve dış ünite sıcaklığı 40°C ile 55°C arasında deneyler yapılmıştır. Sonuç olarak, R502'nin R404A'dan daha iyi ve R507A'nın da en iyi alternatif soğutucu akışkan olduğu tespit edilmiştir. Soğutucu akışkanlar için verimlilik kusurları dış ünite en yüksek, ve sıvı buhar ısı değiştiricisinde en düşük olduğu düşünülmüştür (Arora ve ark., 2008).

Açık sistemin entropi değişimi aşağıdaki şekilde ifade edilir (Moran ve ark., 2011).

$$\frac{dS_{c.v.}}{dt} = \sum_i \dot{m}_s - \sum_e \dot{m}_s + \sum_j \frac{\dot{Q}_{c.v.}}{T} + \dot{S}_{\text{üretim},j} \quad (3.8)$$

Gouy-Stodola teoremine göre tersinmezlik aşağıdaki gibi yazılır,

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.9)$$

Eş. 3.8 ve Eş. 3.9 kompresör için uygulandığında, kompresörde üretilen entropi ve meydana gelen tersinmezlik;

$$\dot{S}_{\text{ürkomp}} = \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (3.10)$$

$$\dot{I}_{\text{komp}} = \dot{m}T_0(s_2 - s_1) \quad (3.11)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

$\dot{S}_{\text{ürkomp}}$: Kompresörde üretilen entropi

\dot{I}_{komp} : Kompresörde meydana gelen tersinmezlik

T_0 : Dış hava sıcaklığı

\dot{m} : Soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın debisini

s_1 : Kompresör girişindeki entropi

s_2 : Kompresör çıkışındaki entropi

göstermektedir.

Eş. 3.8ve Eş. 3.9dış ünite için uygulandığında, dış üniteye üretilen entropi ve meydana gelen tersinmezlik;

$$\dot{S}_{\text{ürdü}} = \dot{m} \left[(s_4 - s_2) - \frac{(h_4 - h_2)}{T_{\text{dü}}} \right] \quad (3.12)$$

$$\dot{I}_{\text{dü}} = \dot{m}T_0 \left[(s_4 - s_2) - \frac{(h_4 - h_2)}{T_{\text{dü}}} \right] \quad (3.13)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

$\dot{S}_{\text{ürdü}}$: Dış üniteye üretilen entropi

$\dot{I}_{\text{dü}}$: Dış üniteye meydana gelen tersinmezlik

T_0 : Dış hava sıcaklığı

$T_{\text{dü}}$: Dış ünite yüzey sınır tabaka sıcaklığı

\dot{m} : Soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın debisini

s_2 : Dış ünite girişindeki entropi

s_4 : Dış ünite çıkışındaki entropi

h_2 : Dış ünite girişindeki entalpi
 h_4 : Dış ünite çıkışındaki entalpi
göstermektedir.

Eş. 3.8 ve Eş. 3.9 iç ünite için uygulandığında, iç üniteye üretilen entropi ve meydana gelen tersinmezlik;

$$\dot{S}_{ürüü} = \dot{m} \left[(s_5 - s_1) - \frac{(h_5 - h_1)}{T_{iü}} \right] \quad (3.14)$$

$$\dot{I}_{iü} = \dot{m} T_0 \left[(s_5 - s_1) - \frac{(h_5 - h_1)}{T_{iü}} \right] \quad (3.15)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

$\dot{S}_{ürüü}$: İç üniteye üretilen entropi

$\dot{I}_{iü}$: İç üniteye meydana gelen tersinmezlik

T_0 : Dış hava sıcaklığı

$T_{iü}$: İç ünite yüzey sınır tabaka sıcaklığı

\dot{m} : Soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın debisini

s_5 : İç ünite girişindeki entropi

s_1 : İç ünite çıkışındaki entropi

h_5 : İç ünite girişindeki entalpi

h_1 : İç ünite çıkışındaki entalpi

göstermektedir.

Eş. 3.8 ve Eş. 3.9 kılcal boru elemanı için uygulandığında, iç üniteye üretilen entropi ve meydana gelen tersinmezlik;

$$\dot{S}_{ürv} = \dot{m}(s_5 - s_4) \quad (3.16)$$

$$\dot{I}_v = \dot{m} T_0 (s_5 - s_4) \quad (3.17)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

- $\dot{S}_{ür v}$: Genleşme valfinde üretilen entropi
 \dot{I}_v : Genleşme valfinde meydana gelen tersinmezlik
 T_0 : Dış hava sıcaklığı
 \dot{m} : Soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın debisini
 s_4 : Genleşme valfi girişindeki entropi
 s_5 : Genleşme valfi çıkışındaki entropi
 göstermektedir.

Açık sistemin ekserji değişimi aşağıdaki şekilde ifade edilir (Moran ve Shapiro, 2006).

$$\frac{dE_X}{dt} = \sum_i \dot{m} e_{X,i} - \sum_e \dot{m} e_{X,e} + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_{c.v.} - \left(\dot{W}_{c.v.} - P_0 \frac{d_{c.v.}}{dt}\right) - \dot{E}_D \quad (3.18)$$

Eş. 3.18 kompresör için uygulandığında, kompresördeki yok olan ekserji ve ikinci yasa verimi;

$$\dot{E}_{D, komp} = \dot{m}(e_{X,1} - e_{X,2}) - \dot{W}_{komp} \quad (3.19)$$

$$\eta_{II komp} = \frac{\dot{E}_{X,p}}{\dot{E}_{X,f}} \quad (3.20)$$

$$\eta_{II komp} = 1 + \frac{\dot{E}_{D, komp}}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.21)$$

Eş.3.3 ve Eş. 3.19 Eş. 3.21'de yerine konursa;

$$\eta_{II komp} = 1 - \frac{T_0(s_2 - s_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.22)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

$\eta_{II komp}$: Kompresör ikinci yasa verimi

$\dot{E}_{D, komp}$: Kompresördeki yok olan ekserji

T_0 : Dış hava sıcaklığı

h_1 : Kompresör girişindeki entalpi
 h_2 : Kompresör çıkışındaki entalpi
 s_1 : Kompresör girişindeki entropi
 s_2 : Kompresör çıkışındaki entropi
 göstermektedir.

Eş. 3.18 dış ünite için uygulandığında, dış üniteye yok olan ekserji ve ikinci yasa verimi;

$$\dot{E}_{D,dü} = \dot{m}(e_{x,2} - e_{x,4}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{dü}}\right) \dot{Q}_{dü} \quad (3.23)$$

$$\eta_{n,dü} = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{dü}}\right) \dot{Q}_{dü}}{\dot{E}_{D,dü} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{dü}}\right) \dot{Q}_{dü}} \quad (3.24)$$

Eş. 3.4 ve Eş. 3.23 Eş. 3.24'te yerine konursa;

$$\eta_{n,dü} = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_{dü}}\right)(h_2 - h_4)}{(h_2 - h_4) - T_0(s_2 - s_4)} \quad (3.25)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

$\eta_{n,dü}$: Dış ünite ikinci yasa verimi

$\dot{E}_{D,dü}$: Dış üniteye yok olan ekserji

T_0 : Dış hava sıcaklığı

$T_{dü}$: Dış ünite yüzey sınır tabaka sıcaklığı

h_2 : Dış ünite girişindeki entalpi

h_4 : Dış ünite çıkışındaki entalpi

s_2 : Dış ünite girişindeki entropi

s_4 : Dış ünite çıkışındaki entropi

göstermektedir.

Eş. 3.18 iç ünite için uygulandığında, iç üniteye yok olan ekserji ve ikinci yasa verimi;

$$\dot{E}_{D,iü} = \dot{m}(e_{x,5} - e_{x,1}) + (1 - \frac{T_0}{T_{iü}}) \dot{Q}_{iü} \quad (3.26)$$

$$\eta_{iiü} = \frac{(1 - \frac{T_0}{T_{iü}}) \dot{Q}_{iü}}{(1 - \frac{T_0}{T_{iü}}) \dot{Q}_{iü} - \dot{E}_{D,iü}} \quad (3.27)$$

Eş. 3.5 ve Eş. 3.26 Eş. 3.27'de yerine konursa;

$$\eta_{iiü} = \frac{(1 - \frac{T_0}{T_{iü}})(h_1 - h_5)}{(h_1 - h_5) - T_0(s_1 - s_5)} \quad (3.28)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

- $\eta_{iiü}$: İç ünite ikinci yasa verimi
 - $\dot{E}_{D,iü}$: İç üniteadaki yok olan ekserji
 - T_0 : Dış hava sıcaklığı
 - $T_{iü}$: İç ünite yüzey sınır tabaka sıcaklığı
 - s_5 : İç ünite girişindeki entropi
 - s_1 : İç ünite çıkışındaki entropi
 - h_5 : İç ünite girişindeki entalpi
 - h_1 : İç ünite çıkışındaki entalpi
- göstermektedir.

Eş. 3.18 genleşme valfi için uygulandığında, genleşme valfindeki yok olan ekserji ve ikinci yasa verimi;

$$\dot{E}_{D,v} = \dot{m}(e_{x,4} - e_{x,5}) \quad (3.29)$$

$$\eta_{iv} = \frac{\dot{E}_{x,5}}{\dot{E}_{x,4}} \quad (3.30)$$

Eş. 3.6 ve Eş. 3.29 Eş. 3.30'de yerine konursa;

$$\eta_{iv} = \frac{(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)}{(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)} \quad (3.31)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

η_{11v} : Genleşme valfi ikinci yasa verimi

$\dot{E}_{D,v}$: Genleşme valfindeki yok olan ekserji

T_0 : Dış hava sıcaklığı

s_5 : Genleşme valfi çıkışındaki entropi

s_4 : Genleşme valfi girişindeki entropi

s_0 : T_0, P_0 şartlarında entropi

h_5 : Genleşme valfi çıkışındaki entalpi

h_4 : Genleşme valfi girişindeki entalpi

h_0 : T_0, P_0 şartlarında entalpi

göstermektedir.

Ayrıca sistem ikinci yasa verimi;

$$\dot{I}_{top} = T_0 (\dot{S}_{ürkomp} + \dot{S}_{ürdü} + \dot{S}_{ürüü} + \dot{S}_{ürv}) \quad (3.32)$$

$$\eta_{11sistem} = \frac{(\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{dü} + \dot{W}_{üü} - \dot{I}_{top})}{(\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{dü} + \dot{W}_{üü})} \quad (3.33)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

$\eta_{11sistem}$: Sistemikinci yasa verimi

\dot{I}_{top} : Sistemdeki toplam tersinmezlikler

göstermektedir.

3.4. Hata Analizi ve Belirsizlik

Deneysel çalışmalarda elde edilen ölçümler, ölçülen parametrenin gerçek değerinden farklıdır ve her zaman bir takım hataları içerisinde barındırır. Hataların oluşma nedenlerine göre, ölçülen değişkenin zamanla değişmesine göre ve değişme karakterine göre hatalar sınıflandırılır.

3.4.1. Oluşma nedenlerine göre hataların sınıflandırılması

Metodik Hata: Ölçme sırasında yapılan kabuller, sadeleştirmeler, kullanılan formüllerin basitleştirilmesi vs faktörlerden dolayı meydana gelen hatalardır.

Alet Hataları: Cihazın yapımında meydana gelen aksaklıklar veya cihazda bulunan benzer eksikliklerden kaynaklanan hatalardır.

Operatör Hatası: İnsanların fiziksel özelliklerinden oluşan hatalardır.

Dış Hatalar: Rüzgar, rutubet, sıcaklık, basınç değişimi, titreşim veya elektromanyetik alan gibi cihazın kalibrasyonunu etkileyen çevresel kaynaklı hatalardır.

Model Hatası: Araştırma konusu cismin veya ölçmenin matematiksel modelinin tam olarak bulunamamasıyla ilgilidir.

Sınıflandırma Hatası: Yanlışlıkla başka bir cismin ölçülmüş parametresini incelenmekte olan cisim için kullanmaktır (Hacıyev, 2010).

3.4.2. Ölçülen değişkenin zamanla değişmesine göre hataların sınıflandırılması

Statik Hata: Zamana karşı sabit kalan değişkenin ölçülmesinde oluşan hatadır.

Dinamik Hata: Dinamik halde ölçülen hata ile anlık ölçülen değişkenin değerine uygun statik hata arasındaki farktır (Hacıyev, 2010).

3.4.3. Değişme karakterine göre hataların sınıflandırılması

Rastgele Hatalar: Bir değişkenin tekrar ölçülmesinde meydana gelen rastgele değişimdir.

Sistemik Hatalar: Bir değişkenin tekrar ölçülmesinde meydana gelen sabit veya belirli bir kurala uyarak gerçekleşen değişimdir.

Kaba Hatalar: Ölçüm esnasında deneyde kaba yanlışlıklar yapılması sonucunda beklenenden çok daha fazla olan hatalardır (Hacıyev, 2010).

Bu çalışmada deneysel bulgular sonucumeydana gelen hataların analizi için belirsizlik analizi kullanılmıştır. Bu yöntemle göre, sistemde ölçülmesi gereken

büyükölük R ayrıca R'ye etki eden n tane ($x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n$) bağımsız değişken vardır.

Bu durumda;

$$R=R(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n) \quad (3.34)$$

şeklinde yazılmaktadır (Kline ve McClintock, 1953).

Her bir bağımsız değişken için sırasıyla hata oranları $w_1, w_2, w_3, w_4, \dots, w_n$ ve R büyüklüğüne ait olan hata oranıda w_R ise;

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_4} w_4 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.35)$$

şeklinde yazılmaktadır.

Çizelge 3.1.Kullanılan cihazların ölçüm hassasiyeti

Cihaz	Enerji analizörü	K tipi ısı çift	Yağlı tip kadranlı manometre
Ölçüm Hassasiyeti	%0,5	1,5	%3

Yapılan deneyler esnasında ölçülen parametrelerde meydana gelen hata oranları Eş. 3.35 kullanılarak hesaplanmış ve Çizelge 3.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. Deneyleyler esnasında meydana gelen toplam hata miktarları

Hata Oluşturan Parametre	Toplam Hata Miktarı(%)			
	R134A	R404A	R407C	R410A
Kütlesel debi ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata	2,41	2,03	2,16	1,59
İç ünite kapasitesinin ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata	2,92	3,03	2,68	2,18
Dış ünite kapasitesinin ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata	2,02	1,74	1,86	1,40
Toplam gücün ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata	0,44	0,45	0,45	0,46
COP ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata	2,88	2,99	2,63	2,13
Entropi üretiminin ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata	2,82	1,73	2,88	1,98
İkinci yasa verimnin ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata	3,08	3,60	3,13	3,75

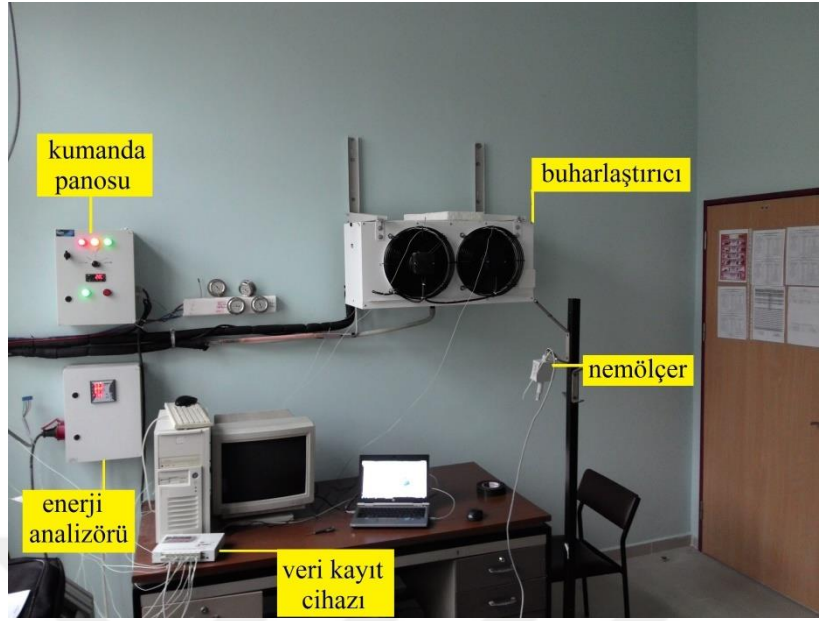
4. MATERYAL VE YÖNTEM

Yapılan deneysel çalışmalar, Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümü laboratuvarlarında yapılmıştır. Deney düzeneği 6x4x3,8m boyutlarındaki bir odada kurulmuştur.

Deneysel sistemde kullanılan soğutma sistemi kısaca kompresör, dış ünite, kılcal boru tipinde genişleme elemanı, iç ünite, dört yollu vana, alçak ve yüksek basınç kontrol anahtarı ve filtre kurutucudan oluşmaktadır. Ayrıca deney sisteminde kompresör ve fanların çektiği enerji miktarını ölçen bir enerji analizörü, kumanda panosu, kompresör giriş ve kompresör çıkış basınçlarıyla kılcal boru elemanı giriş ve kılcal boru elemanı çıkış basınçlarını ölçen 4 adet manometre, ısı çiftleri vasıtasıyla ölçülen sıcaklık değerlerini kaydetmek için veri kayıt cihazı, odanın içerisinde yapay nemlendirme ve ısıtma sağlamak için birer adet ısıtıcı ve nemlendirici, oda içerisindeki nemi ölçmek için nemölçer kullanılmıştır.

Soğutma deney sisteminde gerekli sıcaklık ölçümlerini alabilmek amacıyla kompresör giriş ve çıkışına, dış ünite çıkışına, dış ünite fanı önüne, kılcal boru elemanı giriş ve çıkışına, iç ünite girişine, soğutulan ortama ve çevre hava sıcaklıklarını ölçmek için dış ortama ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Bu ısı çiftlerinden gelen sıcaklık verileri veri kayıt cihazı ile bilgisayara kaydedilmektedir.

Soğutma deney sistemindeki iç ünite, enerji analizörü, kumanda panosu, nemölçer ile veri kayıt cihazı Resim 4.1'de gösterilmektedir.



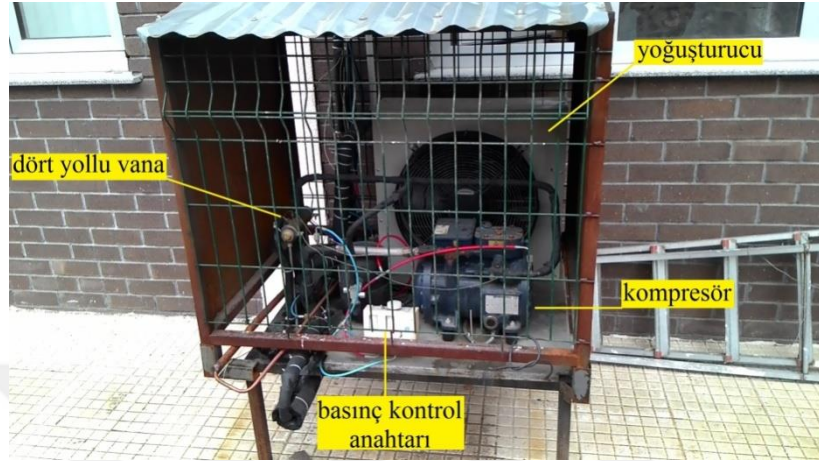
Resim 4.1. Soğutma sistemi iç ünitesi

Soğutma deney sistemi dış ünitesi ise Resim 4.2’de gösterilmektedir.



Resim 4.2. Soğutma sistemi dış ünitesi

Soğutma sisteminde kullanılan yarı hermetik tip kompresör, dış ünite, dört yollu vanave alçak ve yüksek basınç kontrol anahtarı Resim 4.3'te gösterilmektedir.



Resim 4.3. Soğutma sistemi dış ünite elemanları

Deney sisteminde kompresör giriş-çıkış ve kılcal boru elemanı giriş-çıkış basınçlarını ölçmek amacıyla kullanılan manometreler Resim 4.4'te gösterilmektedir.



Resim 4.4. Deney sisteminde kullanılan manometreler

Deney sisteminin olduğu odanın içerisinde yapay nemlendirme sağlamak için kullanılan ısıtıcı ve nemlendirici Resim 4.5'te görülmektedir. Ayrıca kullanılan soğutucu akışkanların 25 °C dış hava sıcaklığında ölçülen kompresör girişindeki ve çıkışındaki basınç değerleri Çizelge 4.1.'de gösterilmiştir.

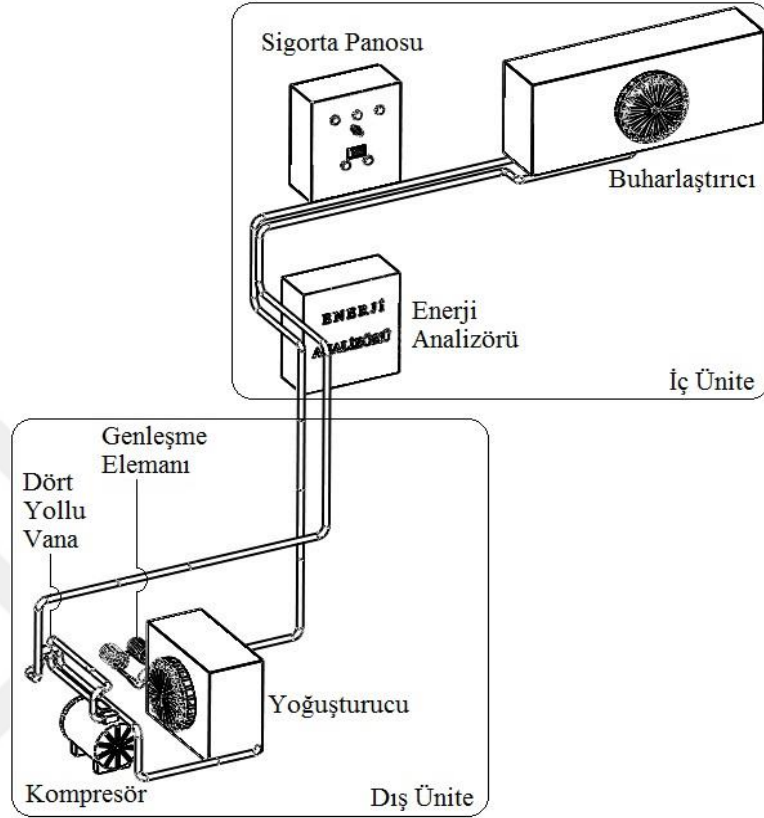
Çizelge 4.1.Kullanılan soğutucu akışkanların basınç değerleri

Soğutucu Akışkan	Kompresör Çıkış (bar)	Kompresör Giriş (bar)
R134A	7,5	1,6
R404A	14,0	3,0
R407C	13,5	2,8
R410A	16,0	3,6



Resim 4.5. Isıtıcı ve nemlendirici

Deney sisteminin şematik görünümü Resim 4.6’da gösterilmiştir.



Resim 4.6. Deney sisteminin şematik görünümü

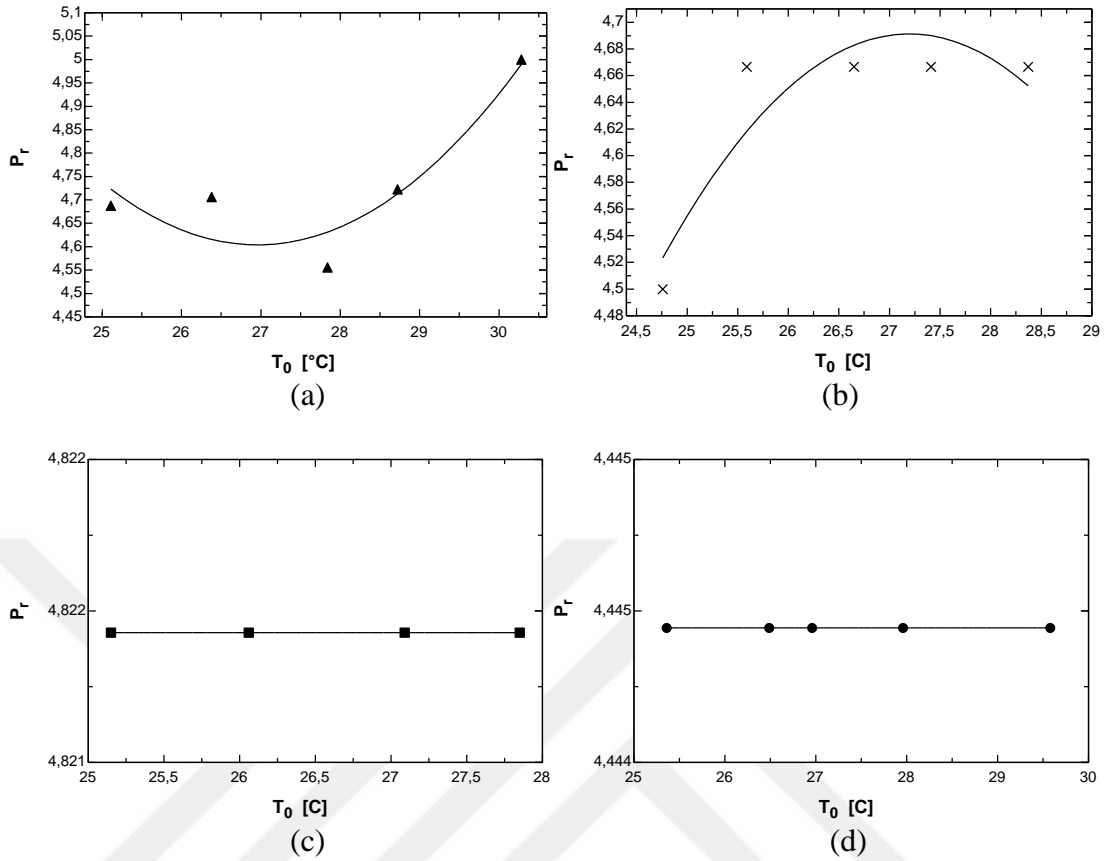
Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevriminde dışarıdan verilen iş ile kompresör doymuş buhar veya kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkanın basıncını arttırarak dış üniteye gönderir. Dış ünite, soğutucu akışkanın ısını dış ortama atmasını ve soğutucu akışkanın yoğuşmasını sağlar. Yoğuşan akışkan kılcal boru tipi genleşme elemanından geçerek ıslak buhar haline gelir. Daha sonra soğutucu akışkan iç üniteden geçerken soğutulacak ortamın ısını çekerek doymuş buhar veya kızgın buhar fazına geçer ve dört yollu vanadan geçerek tekrar kompresöre girmesiyle soğutma çevrimi tamamlanmış olur. Bu bilgiler ışığında deney sistemi çalıştırıp kararlı hale geldikten sonra kullanılan her soğutucu akışkan için üçer kez ölçüm alınmış ve bu ölçümler için Engineering Equation Solver (EES) programı kullanılarak termodinamiğin I. ve II. Kanunları uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar ve grafikler ile sistem parametreleri ve sistem performansının değişimi araştırılmış ve aşağıdaki bölümde verilmektedir.

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

R134A, R404A, R407C ve R410A soğutucu akışkanları kullanılan bu çalışmada, 25°C ile 30°C arasında değişen dış hava sıcaklıklarında tek kademeli soğutma durumunda çalışan bir ısı pompası ile deneyler yapılmıştır. Deneyler sonucunda elde edilen veriler termodinamik sistemlerinin çözümlenmesinde yaygın olarak kullanılmakta olan Engineering Equation Solver (EES) programında yazılan bir bilgisayar programı ile analiz edilmiştir.

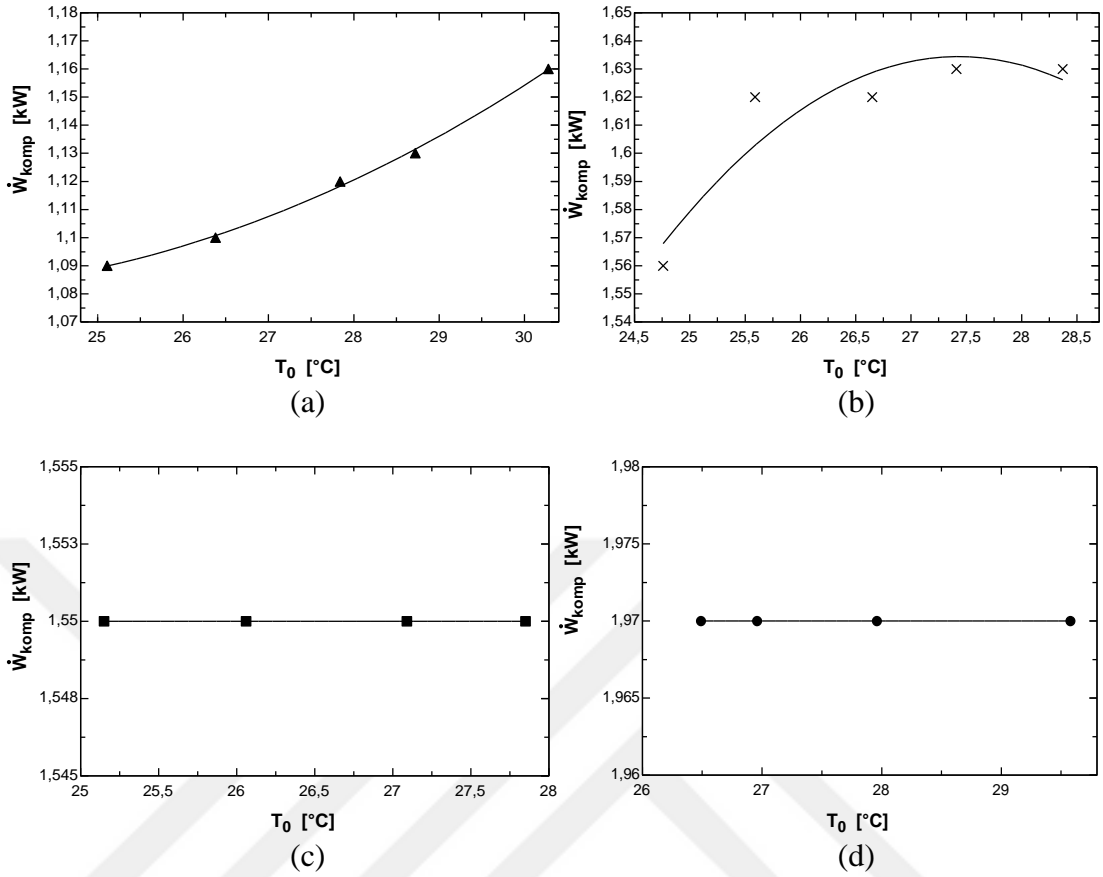
Sonuç olarak kompresör giriş-çıkış basıncı, kompresörün harcadığı güç, iç ünitenin soğutma kapasitesi, dış ünitenin ısı atma kapasitesi, tek kademeli soğutma durumunda çalışan ısı pompasının soğutma tesir katsayısı (COP), kompresörün tersinmezliği, iç ünite tersinmezliği, dış ünite tersinmezliği, genleşme vanası tersinmezliği, toplam tersinmezlik ayrıca kompresör, iç ünite, dış ünite ve genleşme vanası ikinci yasa verimleri hesaplanarak bu hesaplanan değerlerin dış hava sıcaklığına göre değişimleri incelenmiştir.

Şekil 5.1'de soğutma durumunda çalışan ısı pompasının kompresör sıkıştırma oranının dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Teorik olarak dış hava sıcaklığı arttığı zaman, iç ortam sıcaklığında artacak bu durumda iç üniteye daha fazla ısı transfer edilecek ve sonuç olarak iç üniteye dolaşan soğutucu akışkanın doyma basıncı diğer bir ifade ile kompresör giriş basıncı artacaktır. Ayrıca dış hava sıcaklığının artmasıyla beraber dış ünite ile çevre arasındaki sıcaklık farkı azalacak sonuç olarak, çevreye verilen ısı miktarı azalacak ve bu durumda dış üniteye dolaşan soğutucu akışkanın doyma basıncı diğer bir ifade ile kompresör çıkış basıncı artacaktır. Fakat R134A için iç ortam sıcaklığı maksimum 0,34°C, R404A için 0,26°C, R407C için 0,15°C ve R410A için 0,40°C olarak çok az artmıştır. Bunun sonucu olarak iç ortam sıcaklığında fazla bir artma olmadığından ve aynı zamanda dış ünite ile dış hava arasındaki sonlu sıcaklık farkından dolayı R134A hariç diğer soğutucu akışkanlar kullanılması durumunda kompresör sıkıştırma oranında çok fazla bir artış olmamıştır.



Şekil 5.1. Kompresör sıkıştırma oranının çevre hava sıcaklığına göre değişimi
(a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

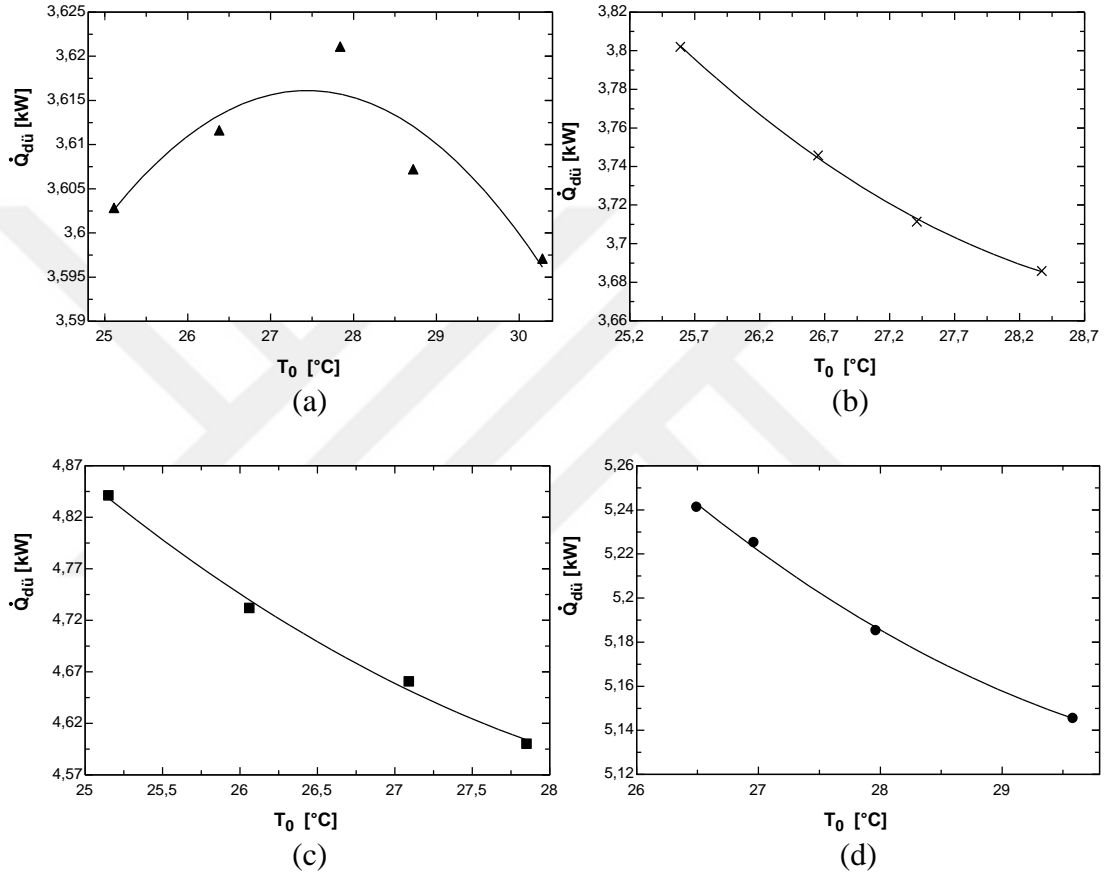
Şekil 5.1'in tamamı analiz edildiğinde, en yüksek kompresör sıkıştırma oranı 5,0 ile R134A kullanılmasında ve en düşük kompresör sıkıştırma oranı ise 4,5 ile R404A kullanılması durumunda elde edilmiştir. Ayrıca kompresör sıkıştırma oranındaki en çok artış R134A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda, ortalama olarak sıcaklığın % 20,59 artmasına karşın, kompresör sıkıştırma oranı % 6,66 artmıştır. R404A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda, ortalama olarak sıcaklığın % 14,58 artmasına karşın, kompresör sıkıştırma oranı % 3,7 artmıştır. Ayrıca R407C ve R410A kullanılması durumunda sıkıştırma oranının sabit kaldığı tespit edilmiştir.



Şekil 5.2. Kompresörün harcadığı gücün çevre hava sıcaklığına göre değişimi
(a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

Şekil 5.2 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda kompresörün harcadığı gücün dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Dış hava sıcaklığı arttıkça, kompresör çıkış basıncının giriş basıncına oranı, diğer bir ifade ile kompresörün basınç oranı artmaktadır. Şekil 5.1'den görüldüğü üzere, en yüksek kompresör basınç oranı 5,0 ile R134A kullanılması ve en düşük kompresör basınç oranı ise 4,5 ile R404A kullanılması durumunda elde edilmiştir. Kompresörün basınç oranındaki bu artış kompresörün harcadığı gücün artışına sebebiyet vermektedir. R134A için ortalama olarak sıcaklığın % 20,59 artmasına karşın, basınç oranında ki artış %6,8 olurken kompresörün tükettiği enerji miktarında %6,42 artma olmaktadır. R404A için ortalama olarak sıcaklığın % 14,58 artmasına karşın, basınç oranında ki artış %3,71 olurken kompresörün tükettiği enerji miktarında %4,49 artma olmaktadır. R407C ve R410A kullanılması durumlarında ise ortalama dış hava sıcaklık artışına karşın, basınç oranı sabit kalırken kompresörün

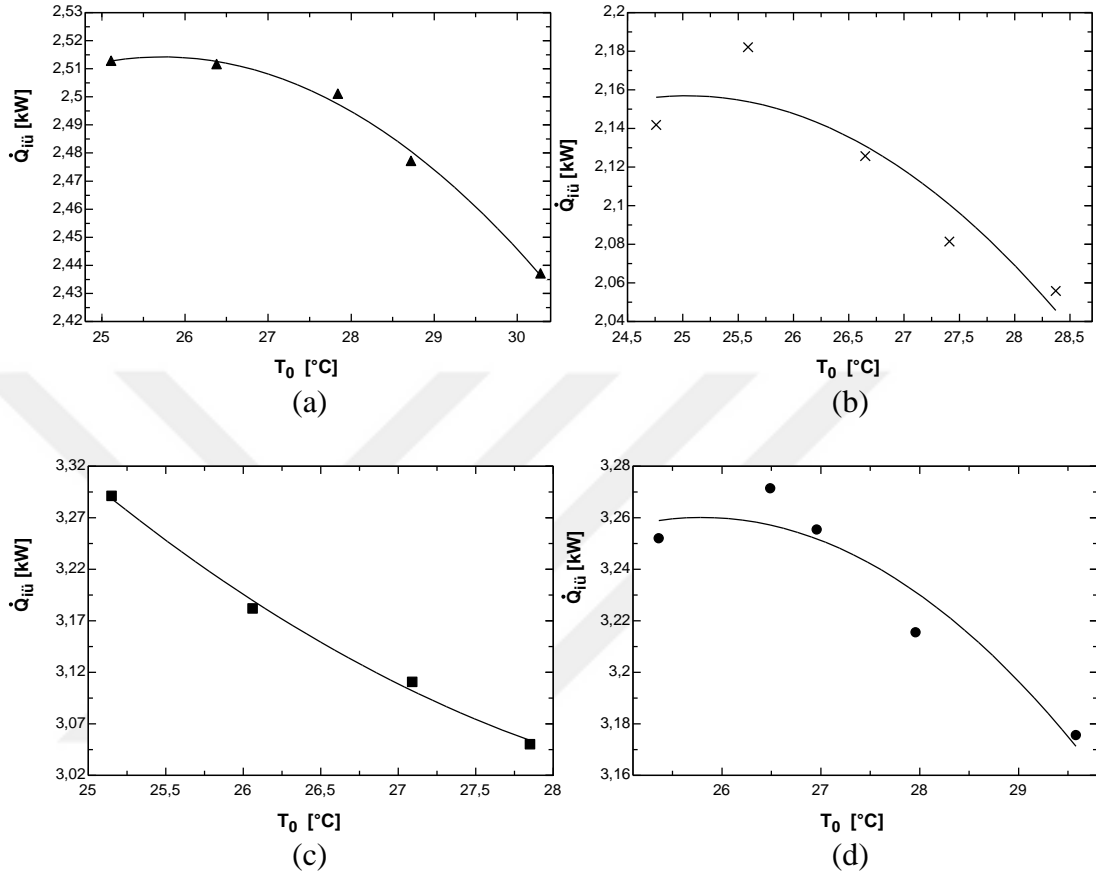
tükettiği enerji miktarı da sabit kalmıştır. Görüldüğü üzere kompresörün basınç oranı ile tükettiği güç oranı birbirine çok yakın çıkmıştır. Şekil 5.3'ün tamamı analiz edildiğinde, en yüksek kompresör işi 1,97 kWh ile R410A soğutucu akışkanının kullanılmasında ve en düşük kompresör işi ise 1,09 kWh ile R134A soğutucu akışkanının kullanılması durumunda görülmektedir.



Şekil 5.3. Dış ünite kapasitesinin çevre hava sıcaklığına göre değişimi
(a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

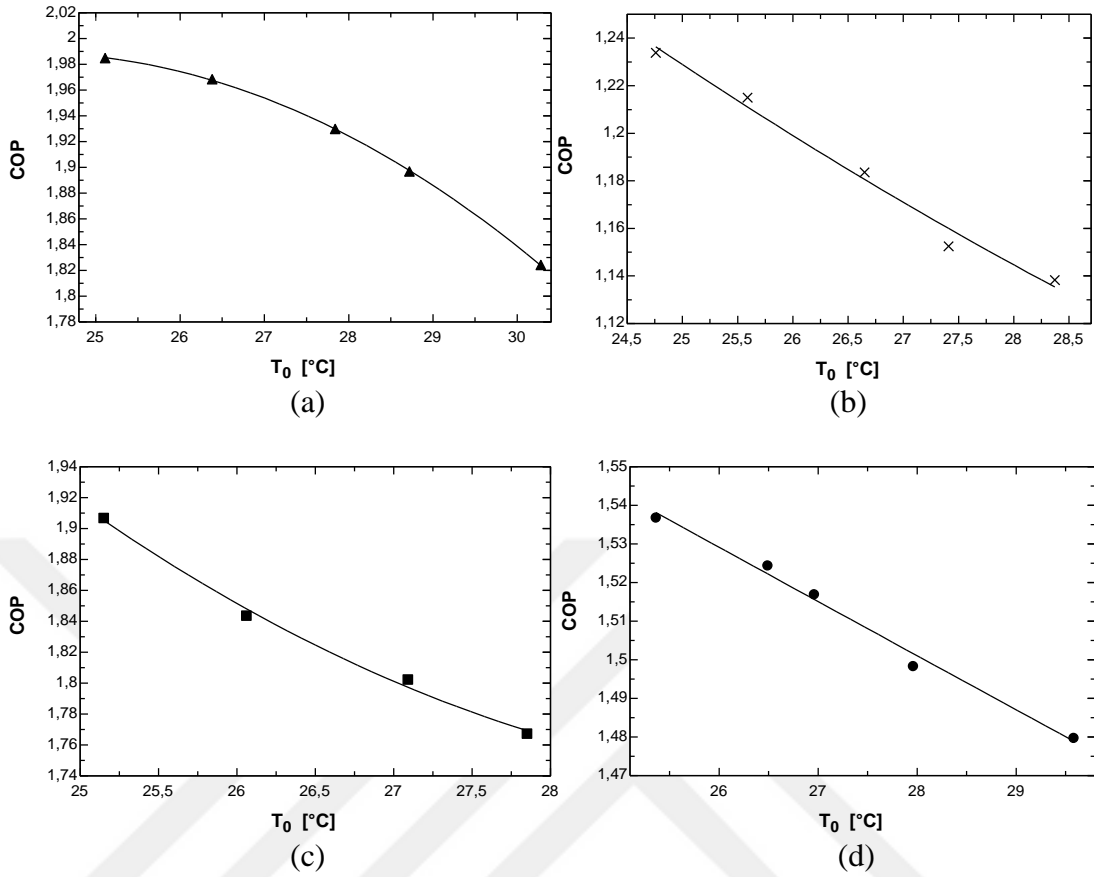
Şekil 5.3 dış ünite kapasitesinin, dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 5.3'ün tamamı analiz edildiğinde, dış ünite kapasitesinin giderek azaldığı görülmektedir. Dış hava sıcaklığı arttığında, dış ünite ile çevre arasındaki sıcaklık farkı azalacak bu durumda dış ünitenin kapasitesi azalacaktır. Dış hava sıcaklık artışı ile beraber en çok azalmanın R407C soğutkanında olduğu ve ortalama olarak sıcaklığın %10,74 artmasına karşın, dış ünite kapasitesinde ortalama %5,24 azaldığı

tespit edilmiştir. Ayrıca R134A kullanılması durumunda, dış ünite kapasitesinde çok fazla bir değişim olmadığı görülmüştür.



Şekil 5.4. İç ünite kapasitesinin çevre hava sıcaklığına göre değişimi
(a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

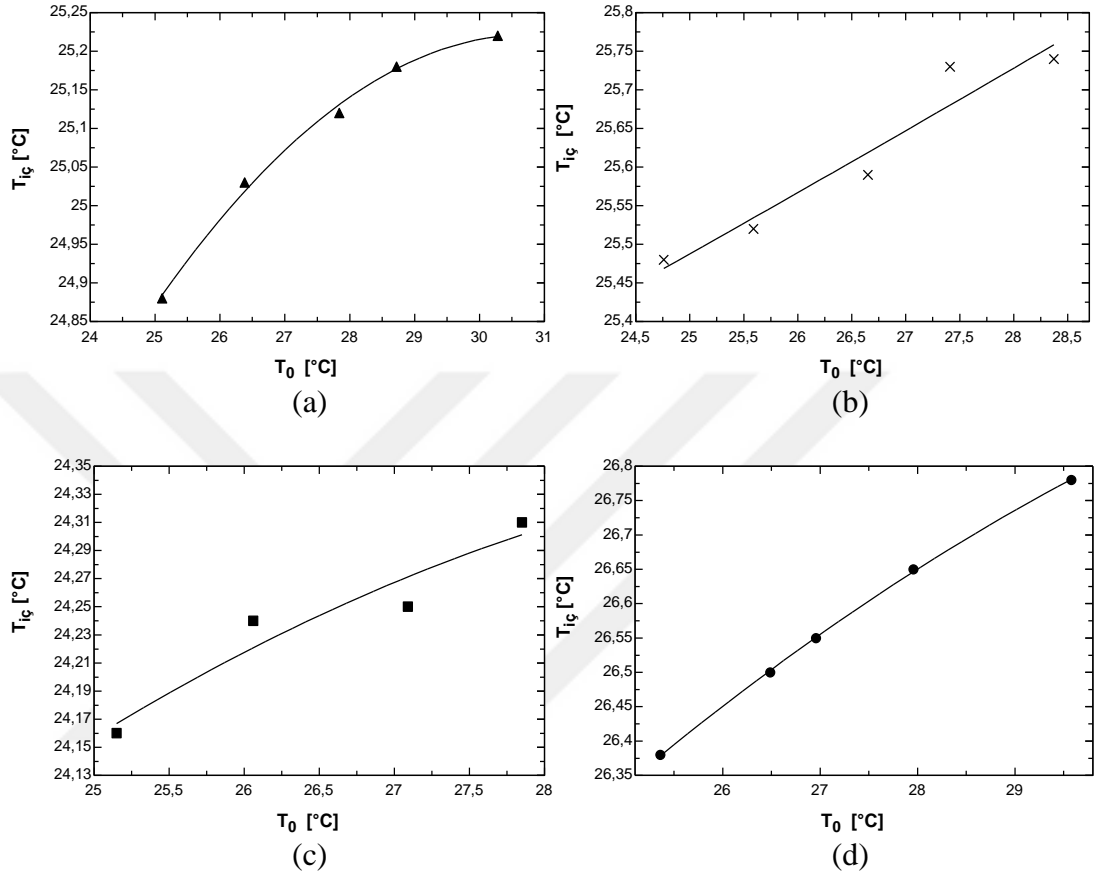
Şekil 5.4'te İç ünite kapasitesinin, dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Dış hava sıcaklığı arttıkça, iç ünite kapasitesinin tüm soğutucu akışkanlar için azda olsa azaldığı görülmektedir. Dış hava sıcaklığı arttığında, R134A için iç ortam sıcaklığı maksimum 0,34°C, R404A için 0,26°C, R407C için 0,15°C ve R410A için 0,40°C olarak çok az artmıştır. Bunun sonucu olarak iç ortam sıcaklığında fazla bir artma olmadığından dolayı bütün soğutucu akışkanlar için iç ünite kapasinde önemli bir değişiklik görülmemektedir.



Şekil 5.5. Soğutma tesir katsayısının çevre hava sıcaklığına göre değişimi
(a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

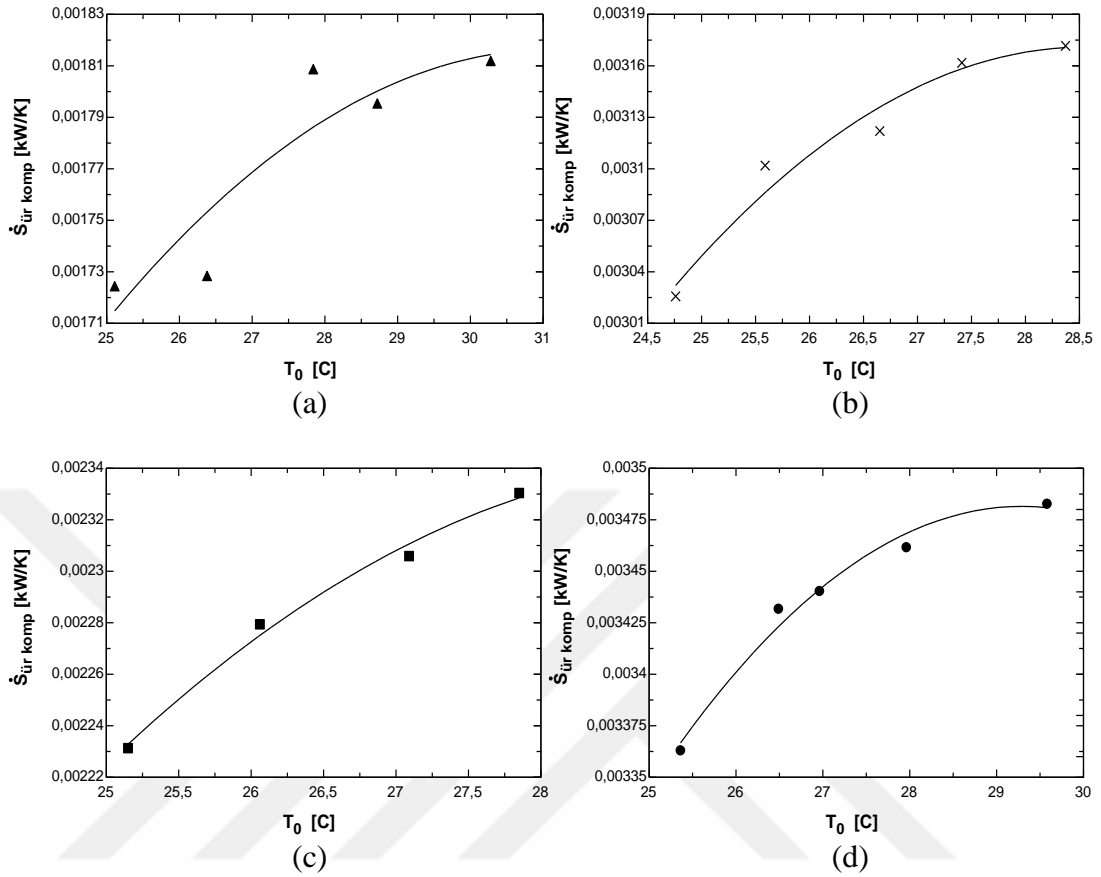
Şekil 5.5’de soğutma durumunda çalışan ısı pompasının Soğutma Tesir Katsayısının (COP) dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Performansın bir ölçüsü olan COP, genel olarak iç ünitenin çektiği ısı miktarının ve kompresörün çektiği gücün bir fonksiyonudur. Bu deneysel çalışmada COP’nin belirlenmesinde iç ünite ve dış ünite fanlarının da çektiği elektrik enerjiside dikkate alınmıştır. Şekil 5.5’de görüldüğü üzere iç ünite kapasitesinin çok az miktarda azalması ve Şekil 5.2’den de kompresörün çektiği enerjideki artışın sonucu olarak dış ortam sıcaklığının artmasıyla COP’ de azalma olduğu görülmektedir.Şekil 5.5’in tamamı analiz edildiğinde, en yüksek COP’nin 1,985 ile R134A’da ve en düşük COP’nin de 1,138 ile R404A soğutkanında olduğu görülmektedir. Ayrıca artan dış hava sıcaklığı ile COP’deki en çok azalmanın R1407C kullanılması durumunda, ortalama olarak sıcaklığın % 10,74artmasına karşın COP’ nin % 7,9 oranında azaldığı görülmüştür. En az azalmanın ise R410A kullanılması durumunda olduğu ve ortalama olarak

sıcaklığın % 16,64 artmasına karşın iç COP' nin % 3,9 oranında azaldığı tespit edilmiştir.



Şekil 5.6. İç ortam hava sıcaklığının çevre hava sıcaklığına göre değişimi
(a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

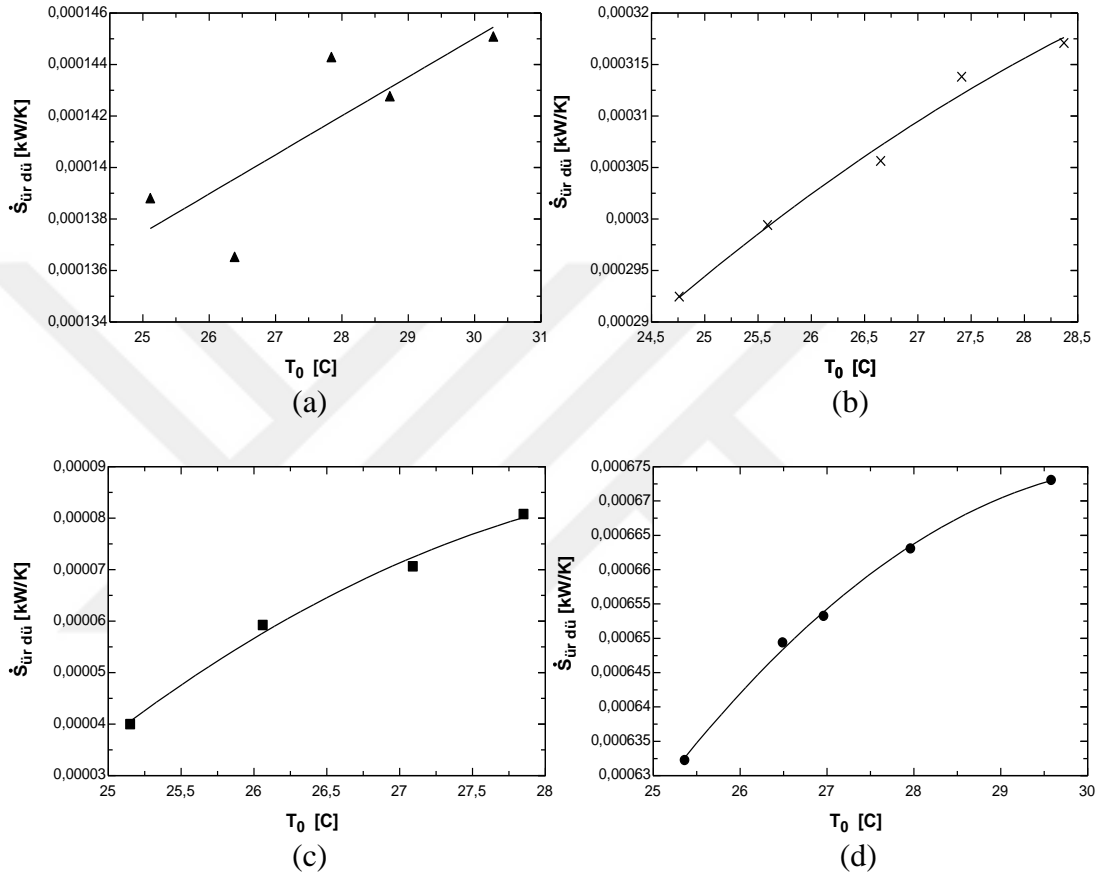
Şekil 5.6'da soğutulan iç ortamın sıcaklığının dış hava sıcaklığına bağlı olarak nasıl bir değişim sergilediği görülmektedir. Dış hava sıcaklığı arttığında iç ortama daha fazla ısı transfer edileceği için Şekil 5.6'dan da görüldüğü gibi sistemde kullanılan bütün soğutucu akışkanlar için iç ortam sıcaklığı artacaktır. Dış hava sıcaklığı arttıkça, iç ortam sıcaklığının tüm soğutucu akışkanlar için azda olsa arttığı görülmektedir. Artan dış hava sıcaklığı ile iç ortam sıcaklığındaki en çok artış miktarı R134A kullanılması durumunda, ortalama olarak sıcaklığın % 20,59 artmasına karşın iç ortam sıcaklığı % 1,4 oranında artmış ve çok az bir değişim göstermiştir. R407C kullanılması durumunda ortalama olarak sıcaklığın % 10,74 artmasına karşın iç ortam sıcaklığının çok fazla değişmediği tespit edilmiştir.



Şekil 5.7. Kompresördeki entropi üretiminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi
(a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

Şekil 5.7’de soğutma durumunda çalışan ısı pompasının kompresöründeki üretilen entropinin, dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Şekil 5.7’den görüldüğü üzere dış hava sıcaklığının artmasıyla kompresördeki üretilen entropi de artış olduğu görülmektedir. Dış hava sıcaklığı arttığında kompresöre giren soğutucu akışkana daha fazla ısı transfer olacaktır ve soğutucu akışkanın sıcaklığı dolayısıyla özgül hacmi artacaktır. Bunun doğal bir sonucu olarak soğutucu akışkanın ani sıkıştırma oranı artacak ve buna bağlı olarak Şekil 5.7’de görüldüğü gibi sistemde kullanılan bütün soğutucu akışkanlar için kompresörde üretilen entropi artmaktadır. Şekil 5.7’nin tamamı analiz edildiğinde, entropi artışının en fazla R407C kullanılması durumunda olduğu ve ortalama olarak sıcaklığın % 10,74 artmasına karşın entropi artış oranının % 4,5 arttığı tespit edilmiştir. En az entropi artışı ise R410A kullanılması durumunda olduğu ve ortalama olarak sıcaklığın % 16,64

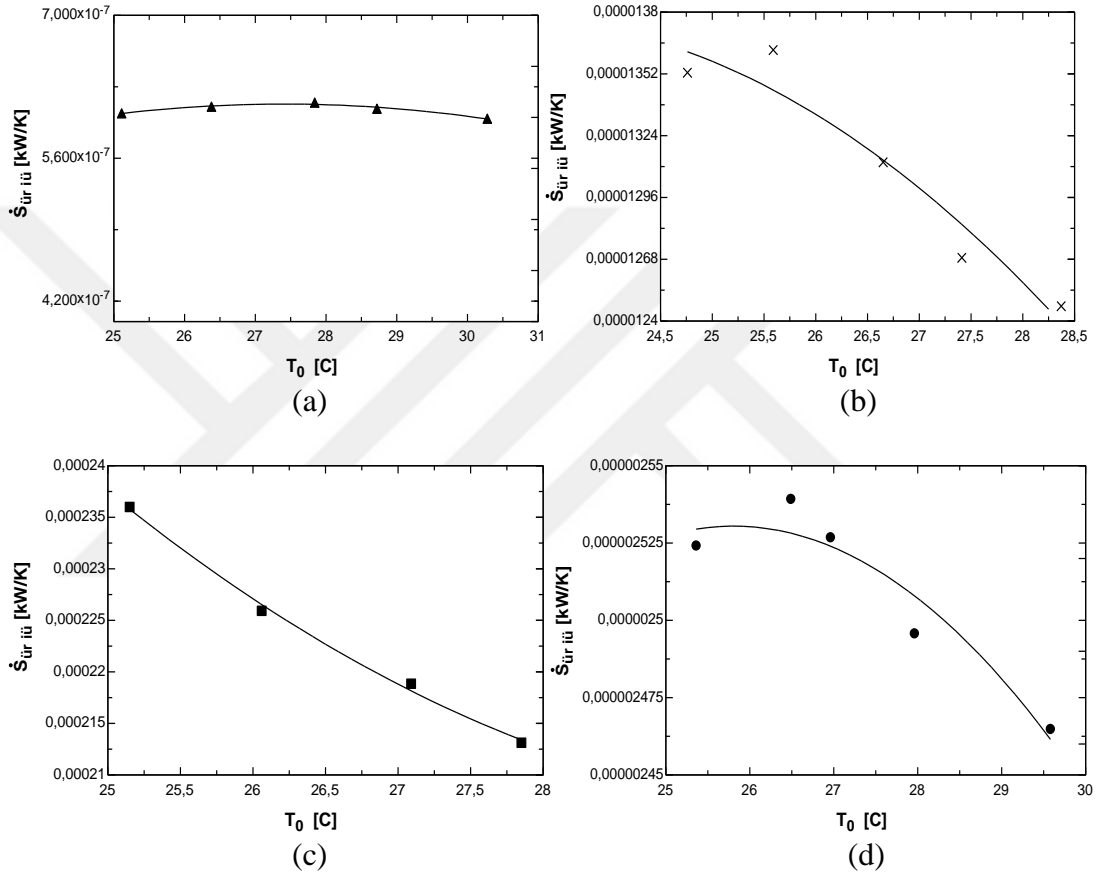
artmasına karşın entropi artış oranının % 3,6 olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, R404A ile R410A soğutucu akışkanlarının entropi değerlerinin birbirlerine çok yakın olduğu ve en az entropi üretiminin ise 0,001724 kW/K ile kompresörde R134A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 5.8. Dış ünite entropi üretiminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi (a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

Şekil 5.8'de soğutma durumunda çalışan ısı pompasının dış ünitesinde üretilen entropinin, dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Şekil 5.8'den görüldüğü üzere dış hava sıcaklığının artmasıyla dış ünite entropi de artış olduğu tespit edilmiştir. Dış ünite entropi üretiminin temel nedeni, dış ünite ile dış hava arasındaki sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferidir. Isı transferinin azalması dış ünite hareket eden soğutucu akışkanın düzensizliğini artırarak entropi üretiminin artmasına neden olacaktır. Artan dış hava sıcaklığı ile dış ünite entropi en yüksek entropi değeri R410A kullanılması durumunda meydana gelirken, en

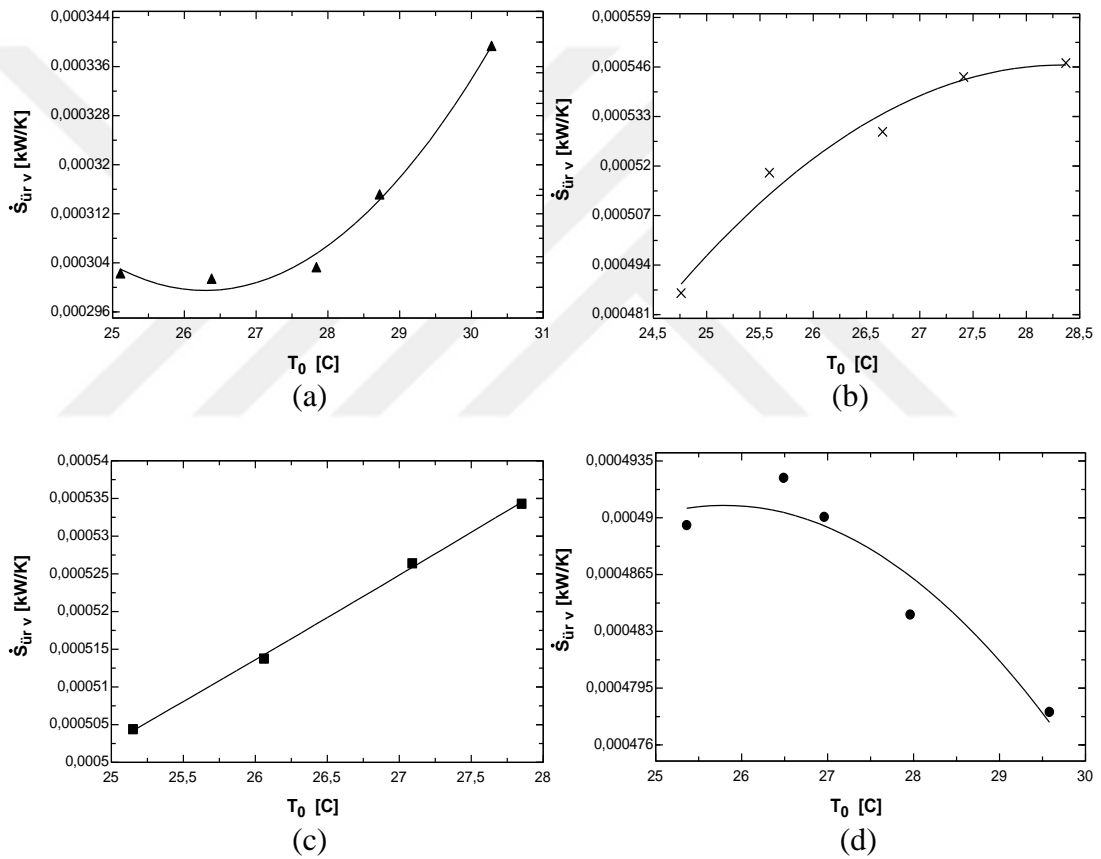
düşük entropi üretimi ise R407C kullanılması ile meydana gelmiştir. En az entropi artışı R134A kullanılması durumunda ortalama olarak sıcaklığın %20,59 artmasına karşın dış üniteye entropi üretimi %6,3 oranında olurken, en çok entropi artış oranı ise R407C kullanılması durumunda ortalama olarak sıcaklığın % 10,74 artmasına karşın dış üniteye entropi üretimi % 102 oranında arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 5.9. İç üniteye entropi üretiminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi
(a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

Şekil 5.9'da soğutma durumunda çalışan ısı pompasının iç ünitesinde üretilen entropinin, dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Dış hava sıcaklığı arttığı zaman, soğutma sisteminin kapasitesinde fazla bir değişiklik olmadığı için bu durumda daha öncede ifade edildiği gibi sistemde kullanılan bütün soğutucu akışkanlar için sıcaklık artışı maksimum 0,4°C olmaktadır. Bunun doğal bir sonucu olarak iç ünitenin kapasitesinde de fazla bir değişiklik olmamaktadır. İç üniteye entropi üretiminin temel nedeni dış üniteye de olduğu gibi, sonlu sıcaklık farkında

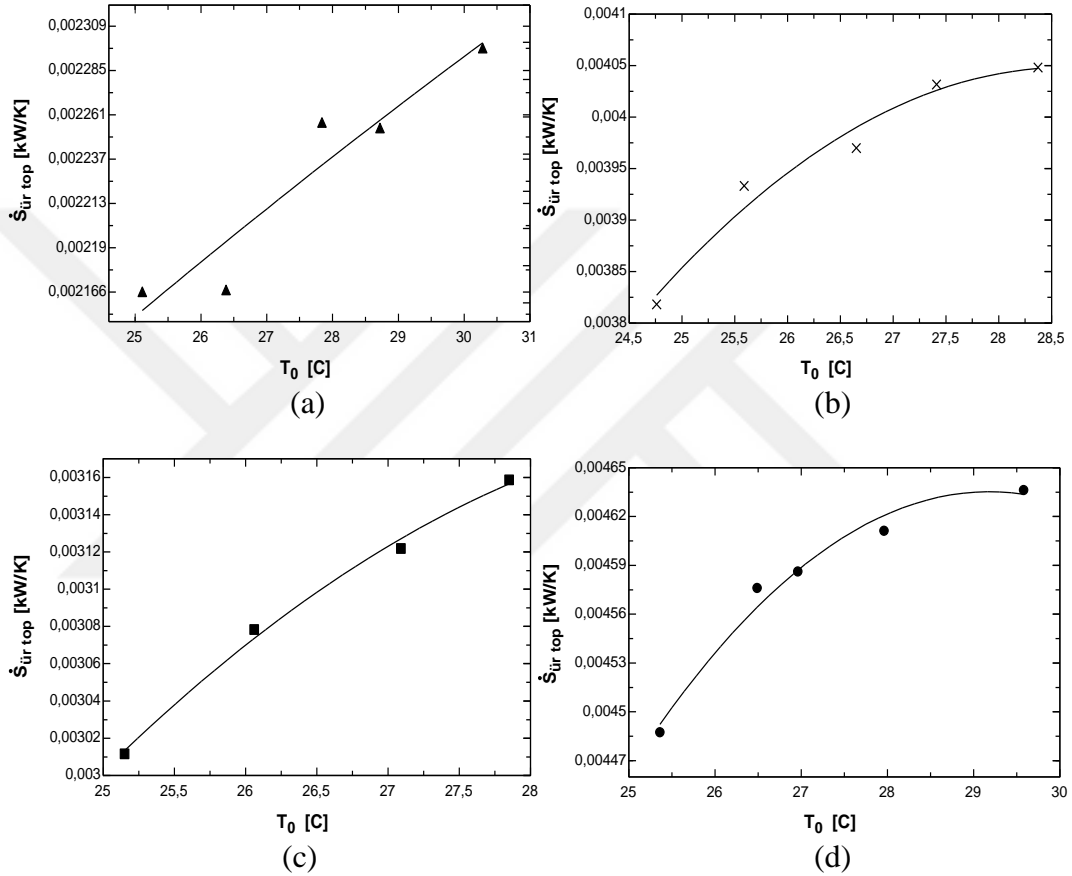
meydana gelen ısı transferidir. Şekil 5.9'dan görüldüğü gibi sistemde kullanılan bütün soğutucu akışkanlar için iç ünitadaki entropi üretiminde fazla bir değişim olmamakla beraber en çok entropi azalış oranı sıcaklığın % 10,74 artmasına karşın entropinin % 10,8 oranında azaldığı R407C kullanılması durumunda ve en az entropi azalış oranının ise sıcaklığın % 20,59 artmasına karşın entropinin % 2,6 oranında azaldığı R134A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda meydana geldiği görülmüştür. Ayrıca maksimum entropi değeri R407C kullanılması ve minimum entropi değeri ise R134A kullanılması ile görülmüştür.



Şekil 5.10. Kılcal boru elemanında ki entropi üretiminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi (a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

Şekil 5.10'da soğutma durumunda çalışan ısı pompasının kılcal boru elemanında üretilen entropinin, dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Kılcal boru elemanındaki entropi artışının ana sebebi soğutucu akışkanın ani genişlemesidir. Buna bağlı olarak dış hava sıcaklığı arttığı zaman, sonlu sıcaklık farkından dolayı soğutucu akışkan kılcal boru elemanına daha yüksek sıcaklıklarda girecek ve

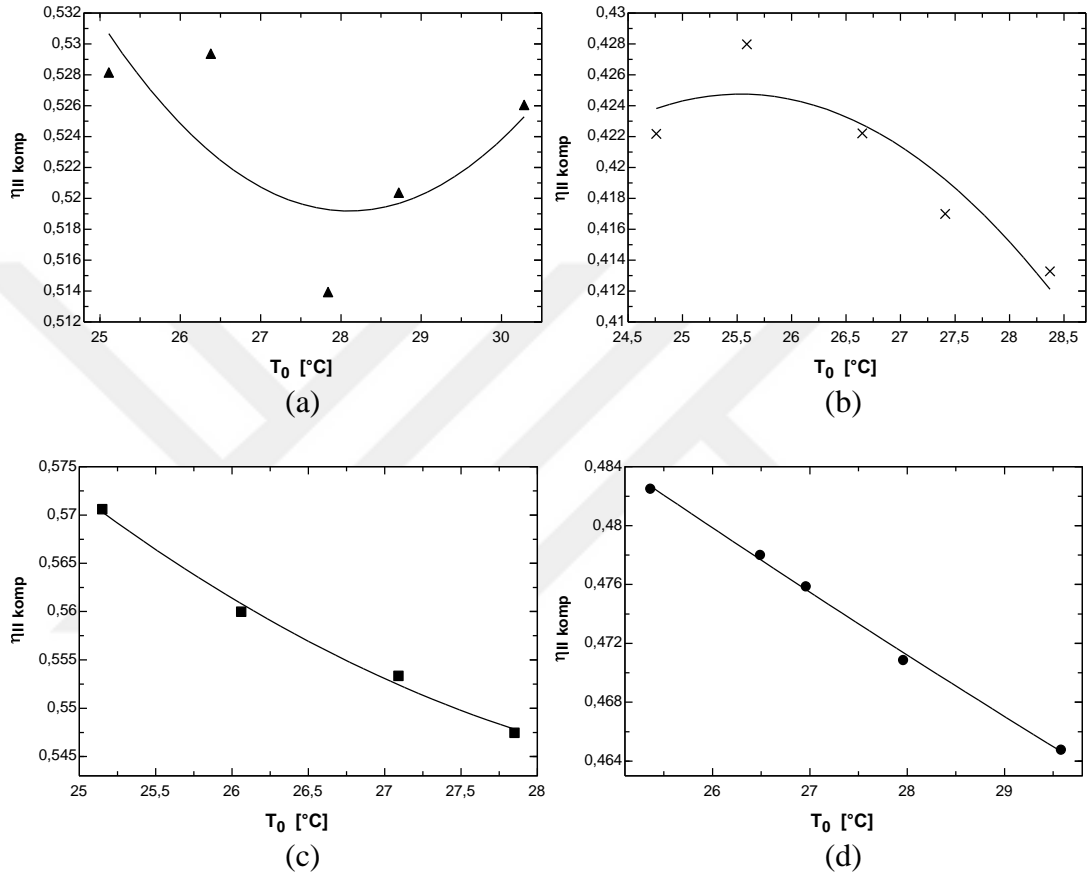
soğutucu akışkan daha fazla ani genişlemeye maruz kalacaktır. R134A için iç ortam sıcaklığı maksimum 0,34°C, R404A için 0,26°C, R407C için 0,15°C ve R410A için 0,40°C olarak çok az artmıştır. Bunun sonucu olarak Şekil 5.10'un tamamı analiz edildiğinde kılcal boru elemanında üretilen entropide genelde çok az bir artış olduğu görülmektedir.



Şekil 5.11. Sistemdeki toplam entropi üretiminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi (a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

Şekil 5.11'de soğutma durumunda çalışan ısı pompasında üretilen toplam entropinin, dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Şekil 5.11'den görüldüğü üzere artan dış hava sıcaklığına karşın, sistemde üretilen toplam entropi artış göstermektedir. Şekil 5.11'in tamamı analiz edildiğinde, en yüksek entropinin 0,004636 kW/K ile R410A kullanılması durumunda ve en düşük entropi değerinin ise 0,002166 kW/K ile R134A kullanılması durumunda olduğu ayrıca en az entropi artış oranının R410A kullanılması durumunda ortalama olarak sıcaklığın % 16,64

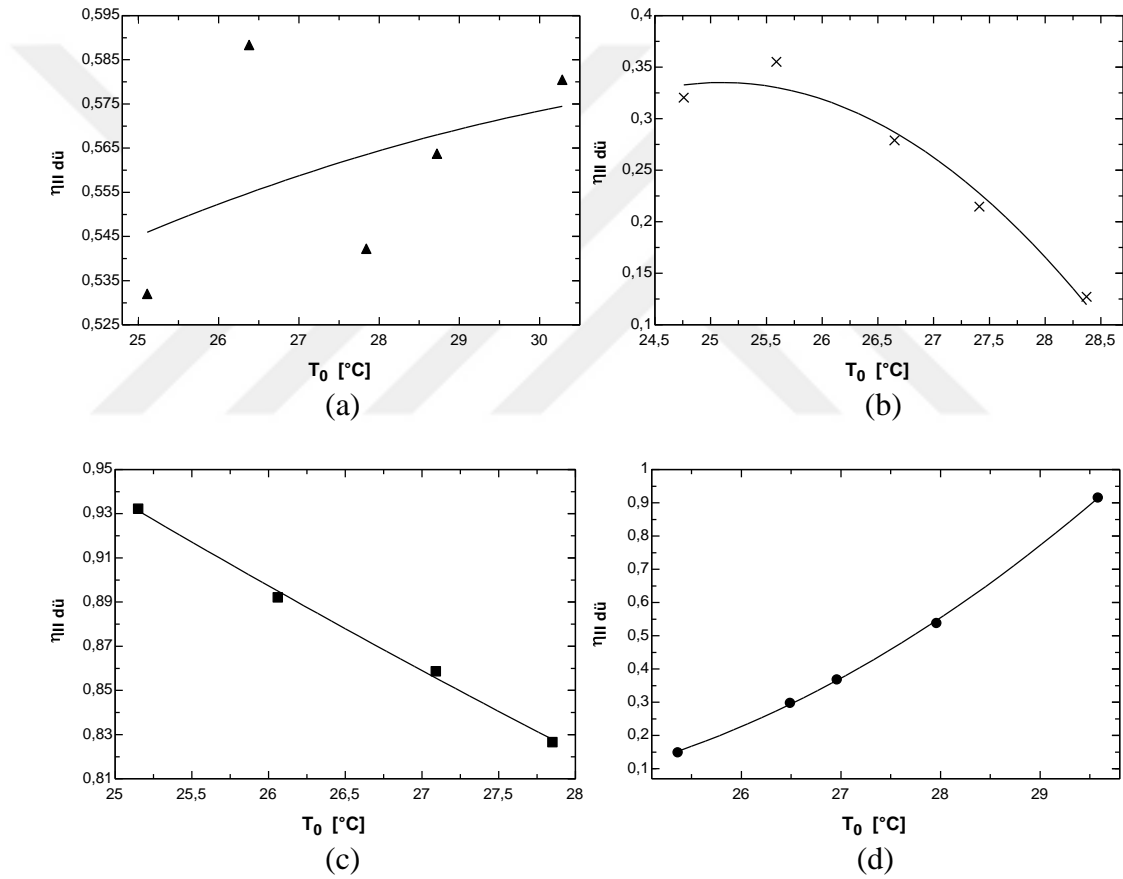
artmasına karşın, sistemde üretilen entropinin % 3,3 oranında arttığı ve en çokentropi artış oranının ise R407C kullanılması durumunda, ortalama olarak sıcaklığın % 10,74 artmasına karşın, sistemde üretilen entropinin % 4,9 oranında arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 5.12. Kompresör ikinci yasa veriminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi (a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

Şekil 5.12'de soğutma durumunda çalışan ısı pompası kompresörünün ikinci yasa veriminin, dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Şekil 5.12'den görüldüğü üzere artan dış hava sıcaklığına karşın, kompresörünün ikinci yasa verimi azalış göstermektedir. Bunun sebebi dış hava sıcaklığının artması ile kompresöre giren soğutucu akışkana daha fazla ısı transferi olmasıyla soğutucu akışkanın sıcaklığı ve özgül hacmi artacaktır. Bunun bir sonucu olarak soğutucu akışkanın ani sıkıştırma oranındaki artma sonucu kompresörde üretilen entropide artış olmasıdır. Entropi üretimindeki bu artış, yok olan ekserjinin artmasına ve dolayısıyla ikinci

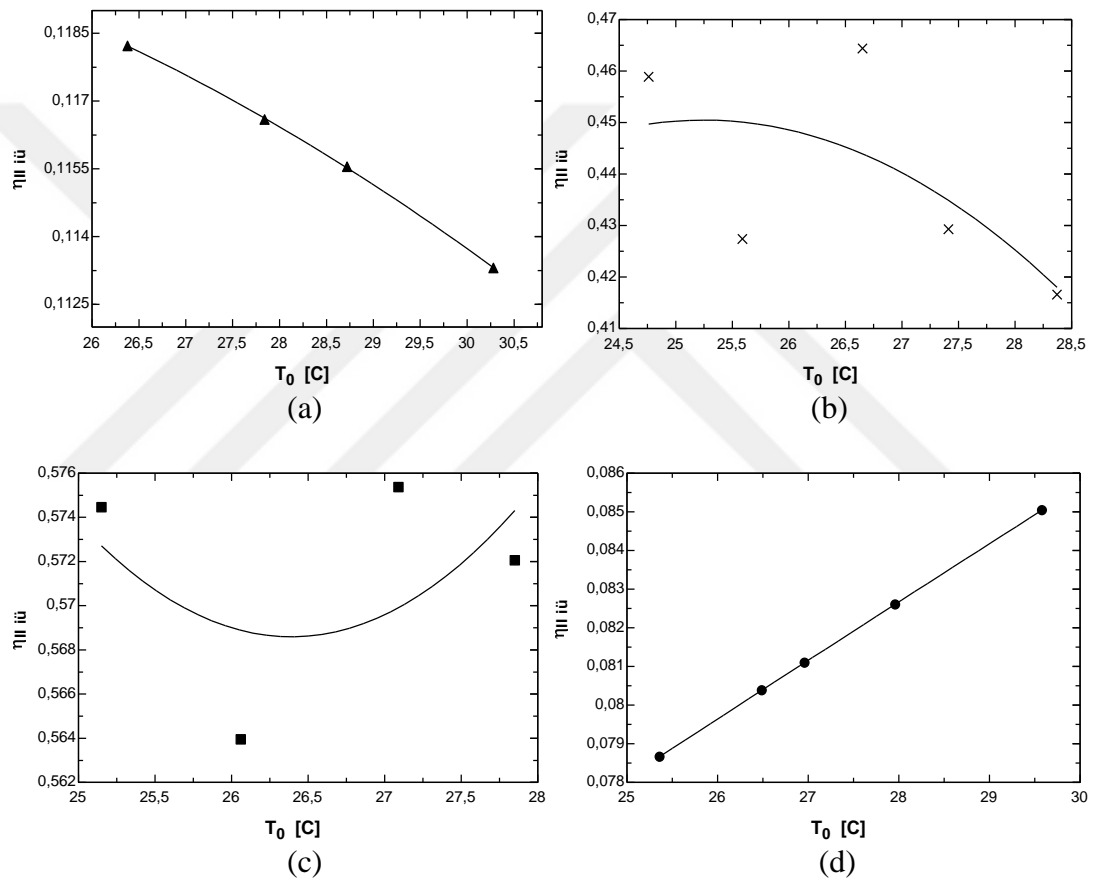
yasa veriminin azalmasına sebebiyet vermiştir. Şekil 5.12'nin tamamı analiz edildiğinde, en yüksek kompresör ikinci yasa verimi 0,5706 ile R407C kullanılması durumunda ve en düşük ikinci yasa verimi ise 0,4133 ile R404A kullanılması durumunda olduğu ayrıca minimum azalış oranının R134A kullanılması durumunda ortalama olarak sıcaklığın % 20,59 artmasına karşın, kompresör ikinci yasa veriminin % 3,02 oranında azaldığı ve en çok azalış oranının ise R407C kullanılması durumunda, ortalama olarak sıcaklığın % 10,74 artmasına karşın, kompresör ikinci yasa veriminin % 4,24 oranında azaldığı tespit edilmiştir.



Şekil 5.13. Dış ünite ikinci yasa veriminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi
(a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

Şekil 5.13'te soğutma durumunda çalışan ısı pompası dış ünitesinin ikinci yasa veriminin, dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Şekil 5.13'ten görüldüğü üzere artan dış hava sıcaklığına karşın, dış ünite ikinci yasa verimi R134A kullanılması durumunda yaklaşık olarak sabit kalırken, R404A ve R407C kullanılması durumunda azalmakta, R410A kullanılması halinde ise arttığı

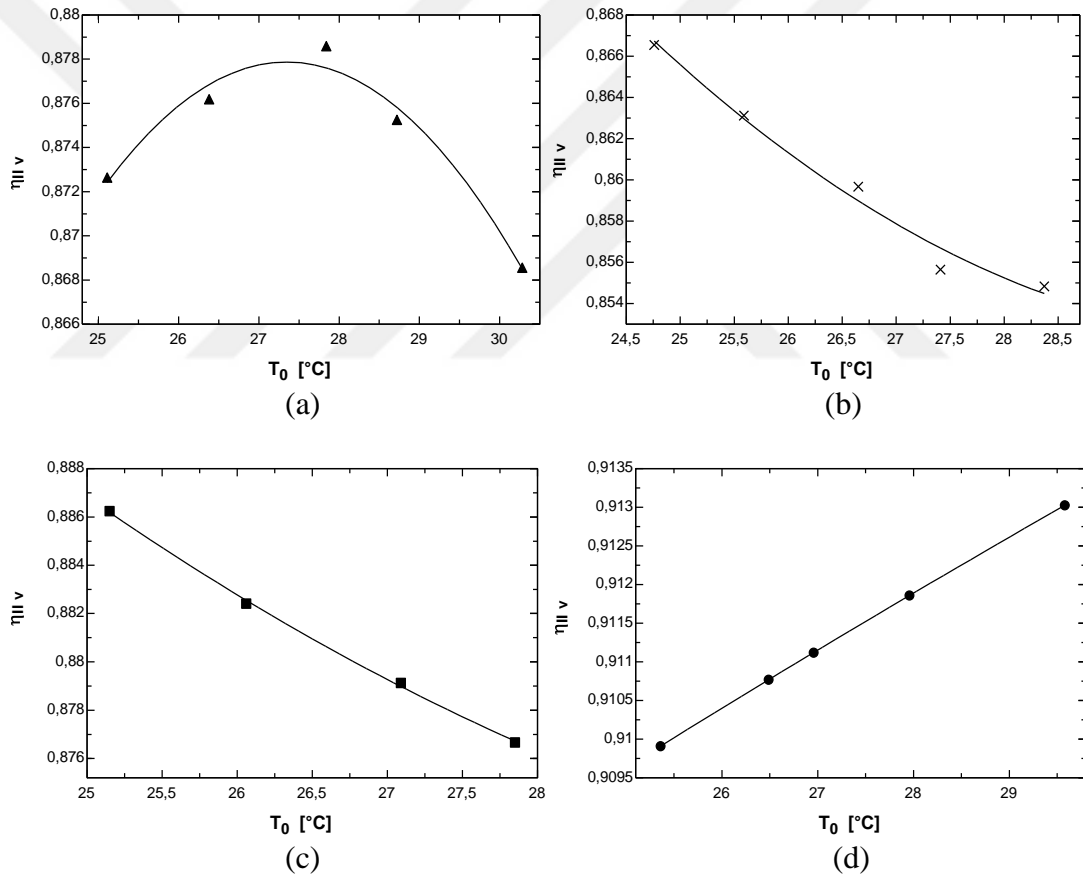
görülmektedir. Tekrar R404A kullanılması durumunda, ortalama olarak sıcaklığın % 14,58 artmasına karşın, dış ünite ikinci yasa veriminin % 60,31 oranında azaldığı ve R410A kullanıldığında ise ortalama olarak sıcaklığın % 16,64 artmasına karşın, dış ünite ikinci yasa veriminin % 512,43 oranında arttığı tespit edilmiştir. Fakat en yüksek dış ünite ikinci yasa veriminin 0,9323 ile R407C kullanılması durumunda ve en düşük entropi değerinin ise 0,1272 ile R404A kullanılması durumunda olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 5.14. İç ünite ikinci yasa veriminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi (a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

Şekil 5.14'de soğutma durumunda çalışan ısı pompası iç ünitesinin ikinci yasa veriminin, dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Şekil 5.14'ten görüldüğü üzere artan dış hava sıcaklığına karşın, iç ünite ikinci yasa veriminin yaklaşık olarak sabit kaldığı görülmektedir. Bunun sebebi Şekil 5.9'a tekrar bakıldığında dış hava sıcaklığı arttığı zaman, entropi üretimindeki bu azalış, yok olan

ekserjinin de azalmasına ve dolayısıyla ikinci yasa veriminin azda olsa artmasına sebebiyet vermiştir. Şekil 5.14'ün tamamı analiz edildiğinde, en yüksek iç ünite ikinci yasa verimi 0,5745 ile R407C kullanılması durumunda ve en düşük ikinci yasa verimi ise 0,07867 ile R410A kullanılması durumunda olduğu ayrıca R407C kullanılması durumunda, ortalama olarak sıcaklığın % 10,74 artmasına karşın, kompresör ikinci yasa veriminin yaklaşık olarak sabit kaldığı ve en çok artış oranının ise R404A kullanılması durumunda, ortalama olarak sıcaklığın % 14,58 artmasına karşın, kompresör ikinci yasa veriminin % 10,15 oranında arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 5.15. Genleşme valfi ikinci yasa veriminin çevre hava sıcaklığına göre değişimi (a)R134A, (b)R404A, (c)R407C, (d)R410A

Şekil 5.15'de soğutma durumunda çalışan ısı pompası kılcal boru elemanı ikinci yasa veriminin, dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Şekil 5.15'den görüldüğü üzere artan dış hava sıcaklığına karşın, kılcal boru elemanı ikinci yasa verimini R134A, R404A, R407C için azda olsa azaldığı ve R410A kullanılması

durumunda çok az miktarda arttığı görülmektedir. Bunun sebebi Şekil 5.10'a tekrar bakıldığında dış hava sıcaklığı arttığı zaman, entropi üretimindeki artışla beraber yok olan ekserjinin de artması ve dolayısıyla ikinci yasa veriminin azda olsa azalmasına sebebiyet vermiştir. En yüksek kılcal boru elemanı ikinci yasa verimi 0,91 ile R410A kullanılması durumunda ve en düşük kılcal boru elemanı ikinci yasa verimi ise 0,85 ile R404A kullanılması durumunda olduğu ayrıca en çok azalış oranının R407C kullanılması durumunda, ortalama olarak sıcaklığın % 10,74 artmasına karşın, kılcal boru elemanı ikinci yasa veriminin % 1,08 oranında azaldığı ve R410A kullanılması durumunda yaklaşık olarak sabit kaldığı tespit edilmiştir.



6. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A'nın kullanıldığı tek kademeli buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimli bir ısı pompası ile yapılan çalışmalar ve deneylerden elde edilen önemli sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Dış hava sıcaklığının artması sonucu, kompresör giriş ve çıkış basıncında çok fazla bir değişiklik olmaması ile beraber kompresör basınç oranında çok az miktarda artış olmuştur. En yüksek kompresör sıkıştırma oranı 5,0 ile R134A kullanıldığında ve en düşük kompresör sıkıştırma oranı ise 4,44 ile R410A kullanılması durumunda elde edilmiştir. Ayrıca kompresör sıkıştırma oranındaki en çok artış sıcaklığın %20,59 artmasına karşın %6,66 oranında artarak R134A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda olduğu ve R407C ile R410A kullanıldığında durumlarında sabit kaldığı tespit edilmiştir.

- Dış hava sıcaklığının artması ile beraber kompresörün çektiği gücün arttığı gözlemlenmiştir. Kompresörün harcadığı güç en çok 1,97 kWh ile R410A kullanılması durumunda ve en az 1,09 kWh ile R134A kullanıldığında tespit edilmiş, yine artan dış hava sıcaklığı ile birlikte kompresörün harcadığı güçteki en çok artış, sıcaklığın %20,59 oranında artmasına karşın %6,42 oranında arttığı R134A soğutucu akışkanı kullanıldığında görülmüştür. Ayrıca R407C ve R410A kullanıldığında kompresör gücü sabit kalmıştır.

- Dış hava sıcaklığı arttığında, dış ünitenin kapasitesinin de azaldığı tespit edilmiştir. En yüksek dış ünite kapasitesine 5,24 kWh ile R410A sahip olurken, en düşük dış ünite kapasitesi 3,60 kWh ile R134A kullanıldığında görülmüştür. Dış hava sıcaklığındaki artıştan dış ünite kapasitesi en çok %5,24 oranında azalarak etkilenen soğutucu akışkan R407C 'nin olduğu ve çok az miktarda azalma gösteren soğutucu akışkanın ise R134A olduğu tespit edilmiştir.

- Dış hava sıcaklığının artması sonucu, iç ünite kapasiteinde çok az miktarda azalma görülmüştür. İç ünite kapasitesindeki en çok azalma %7,9 oranında azalarak

etkilenen soğutucu akışkan R407C 'nin olduğu ve en az azalmanın ise %3,12 ile R134A kullanılması durumunda meydana geldiği görülmüş ayrıca en yüksek iç ünite kapasitesine 3,29 kWh ile R407C 'nin ve en düşük iç ünite kapasitesine de 2,06 kWh ile R404A 'nın sahip olduğu tespit edilmiştir.

- Dış hava sıcaklığının artmasıyla, COP' de azalma olduğu tespit edilmiştir. Azalmanın en yüksek olduğu soğutucu akışkan dış hava sıcaklığının %10,74 artması sonucu %7,9 oranında azalan R407C olduğu ve en az azalmayı dış hava sıcaklığının %16,64 artmasına karşın %3,9 oranında azalan R410A olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca en yüksek COP' ye 1,985 ile R134A sahip olurken, en düşük COP ise 1,14 ile R404A kullanılması durumunda görülmüştür.

- Dış hava sıcaklığı artmasıyla,iç ortam sıcaklığının tüm soğutucu akışkanlar için azda olsa arttığı görülmüştür. R134A için iç ortam sıcaklığı maksimum 0,34°C, R404A için 0,26°C, R407C için 0,15°C ve R410A için 0,40°C olarak çok az arttığı tespit edilmiştir.

- Dış hava sıcaklığının artması sonucu kompresörde üretilen entropinin arttığı tespit edilmiştir. Artışın en yüksek olduğu soğutucu akışkan dış hava sıcaklığının %10,74 artması sonucu %4,5oranında artan R407C olduğu ve en az artışı dış hava sıcaklığının %16,64 artmasına karşın %3,6 oranında artan R410A olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca en yüksek COP' ye 1,985 ile R134A sahip olurken, en düşük COP ise 1,14 ile R404A kullanılması durumunda görülmüştür.

-Dış hava sıcaklığının artması ile birlikte dış üniteadaki entropi üretiminin arttığı tespit edilmiştir.En yüksek entropi 0,000673 kW/K ile R410A sahip olurken, en düşük entropi 0,0004 kW/K ile R407C kullanıldığında görülmüştür. Dış hava sıcaklığındaki artıştan en çok %102 oranında artarak etkilenen soğutucu akışkan R407C 'nin olduğu ve en az %6,3 oranında artış gösteren R134A soğutucu akışkanın olduğu tespit edilmiştir.

- Dış hava sıcaklığı artmasıyla, iç ünite de üretilen entropinin çok az miktarda azaldığı görülmüştür. Azalmanın en yüksek olduğu soğutucu akışkan dış hava sıcaklığının %10,74 artması sonucu %10,8 oranında azalan R407C olduğu ve en az azalmayı dış hava sıcaklığının %20,59 artmasına karşın %2,6 oranında azalan R134A olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca iç ünite de en yüksek entropi değerine 0,000000236 kW/K ile R407C sahip olurken, en düşük entropi ise 0,000000599 kW/K ile R134A kullanılması durumunda görülmüştür.

- Dış hava sıcaklığı artmasıyla birlikte, kılcal boru elemanında üretilen entropide çok az bir artış olduğu görülmüştür. En çok artış %12,4 oranında artarak etkilenen soğutucu akışkan R404A 'nın olduğu ve en çok zalmada %5,9 ile R407C kullanılması durumunda meydana geldiği görülmüş ayrıca kılcal boru elemanındaki en yüksek entropi değeri 0,000547 kW/K ile R404A 'nın ve en düşük entropi değeri ise 0,000301 kW/K ile R407C 'nin sahip olduğu tespit edilmiştir.

- Artan dış hava sıcaklığına karşın, soğutma sisteminde meydana gelen toplam entropi üretiminde de artış olduğu tespit edilmiştir. Artışın en yüksek olduğu soğutucu akışkan dış hava sıcaklığının %10,74 artması sonucu %4,9 oranında artan R407C olduğu ve en az artışı dış hava sıcaklığının %16,64 artmasına karşın %3,3 oranında artan R410A olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca toplamda en yüksek entropi değerine 0,00464 kW/K ile R410A sahip olurken, en düşük entropi ise 0,00217 kW/K ile R134A kullanılması durumunda görülmüştür.

- Dış hava sıcaklığının artması sonucu, kompresör ikinci yasa veriminin azaldığı görülmüştür. En yüksek kompresör ikinci yasa verimi 0,5706 ile R407C kullanılması durumunda ve en düşük ikinci yasa verimi 0,4133 ile R404A kullanılması durumunda görülmüştür. Ayrıca azalışın en yüksek olduğu soğutucu akışkan dış hava sıcaklığının %10,74 artması sonucu %4,24 oranında azalan R407C olduğu ve minimum azalmanın dış hava sıcaklığının %20,59 artmasına karşın %3,02 oranında azaldığı R410A olduğu tespit edilmiştir.

- Dış hava sıcaklığının artması ile birlikte dış ünite ikinci yasa veriminin R134A ve R410A kullanılması durumunda arttığı ve R404A için sabit kaldığı görülmüştür. En yüksek dış ünite ikinci yasa verimi 0,93 ile R407C kullanılması durumunda meydana gelmiştir. R410A kullanılması durumunda dış hava sıcaklığının %16,64 artması sonucu %512 oranında arttığı, R134A kullanılması durumunda dış hava sıcaklığının %20,59 artması sonucu %10,6 oranında arttığı tespit edilmiştir.

- Dış hava sıcaklığının artması ile birlikte iç ünite ikinci yasa veriminin R134A, R404A ve R407C kullanılması durumunda azaldığı ve R410A için arttığı görülmüştür. En yüksek iç ünite ikinci yasa verimi 0,5745 ile R407C kullanılması durumunda, en düşük iç ünite ikinci yasa verimi 0,0787 ile R410A kullanılması durumunda meydana gelmiştir. R404A kullanılması durumunda dış hava sıcaklığının %14,58 artması sonucu %10,15 oranında arttığı, R407C kullanılması durumunda dış hava sıcaklığının yaklaşık olarak sabit kaldığı tespit edilmiştir.

- Dış hava sıcaklığı arttığı zaman, kılcal boru elemanı ikinci yasa veriminde çok fazla bir değişim olmadığı görülmüştür. Kılcal boru elemanındaki en yüksek ikinci yasa verimi 0,91 ile R410A kullanılması durumunda ve en küçük ikinci yasa verimi 0,85 ile R404A kullanılması durumunda olduğu tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

- Ahamed, J.U., Saidur, R., Masjuki, H.H., 2011. A review on exergy analysis of vapour compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 1593-1600.
- Alabdulkarem, A., Eldeeb, R., Hwang, Y., Aute, V., Radermacher, R., 2015. Testing, simulation and soft-optimization of R410A low-GWP alternatives in heat pump system. *International Journal of Refrigeration*, 60, 106-117.
- Arora, A., Kaushik, S.C., 2008. Theoretical analysis of vapour compression system with R502, R404A and R507A. *International Journal of Refrigeration*, 31, 998-1005.
- Atalay, H., 2011. Soğutucu Akışkan ve Çevrimlerin Termodinamik ve Termofiziksel Modellenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Babiloni, A.M., Esbrí, J.N., Cervera, Á.B., Molés, F., Peris, B., 2014. Experimental study of an R1234ze(E)/R134a mixture (R450A) as R134a replacement. *International Journal of Refrigeration*, 51, 52-58.
- Babiloni, A.M., Esbrí, J.N., Peris, B., Molés, F., Verdú, G., 2015. Experimental evaluation of R448A as R404A lower-GWP alternative in refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 105, 756-762.
- Borgnakke, C., Sonntag, R.E., 2009. *Fundamentals of Thermodynamics*. John Wiley & Sons, Inc., A.B.D, 894 p.
- Camdali, U., Bulut, M., Sozbir, N., 2015. Numerical modeling of a ground source heat pump: The Bolu case. *Renewable Energy*, 83, 352-361.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2008. *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. İzmir Güven Kitabevi, Türkiye, 946 s.
- D'Accadia M. D., Vanoli L., 2004. Thermo-economic optimisation of the condenser in a vapour compression heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 27(4), 433-441.
- Dossat, R.J., 1997. *Principles of Refrigeration*. Prentice Hall, New Jersey, A.B.D.
- Eastop, T.D., McConkey, A., 2009. *Applied Thermodynamics for Engineering Technologists*. Pearson Education, India, 735 p.
- Fadhl, B., Wrobel, L., Jouhara, H., 2015. CFD modelling of a two-phase closed thermosyphon charged with R134a and R404a. *Applied Thermal Engineering*, 78, 482-490.

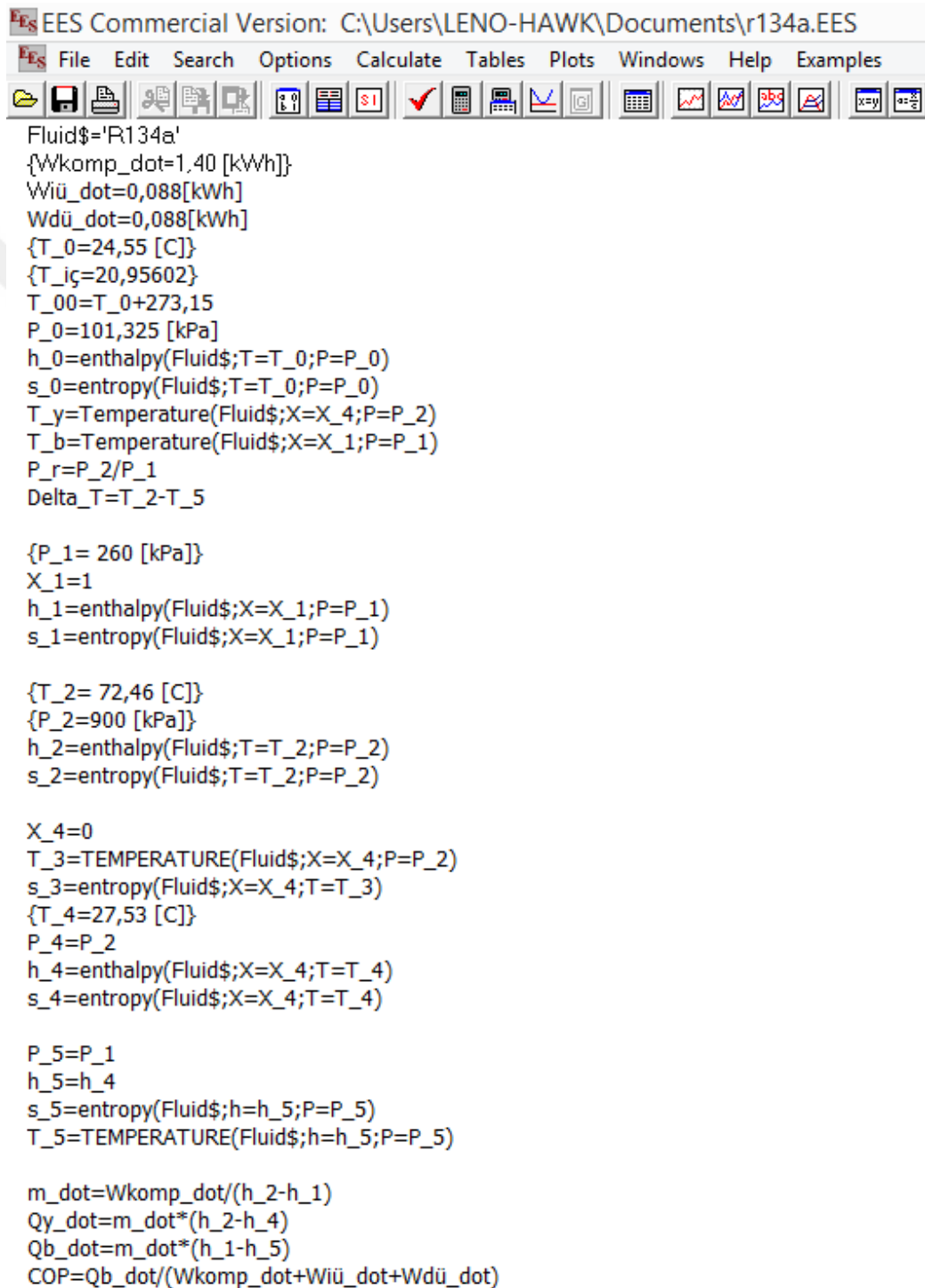
- Fannou, J.L.C., Rousseau, C., Lamarche, L., Kajl, S., 2015. A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A and R407C as refrigerant alternatives to R22. *Applied Thermal Engineering*, 82, 306-317.
- Ghoubali, R., Byrne, P., Miriel, J., Bazantay, F., 2014. Simulation study of a heat pump for simultaneous heating and cooling coupled to buildings. *Energy and Building*, 72, 141-149.
- Gürler, S., 2006. R134A ve R600A Soğutucu Akışkanlı Ev Tipi Buzdolaplarında Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Hacıyev, Ç., 2010. Deney Verilerinin İşleme Yöntemleri ve Mühendislik Uygulamaları. Nobel Yayın Dağıtım Tic. Ltd. Şti., Türkiye, 340 s.
- Kızıllan, Ö., 2004. Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termoekonomik Yönden İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Kızıllan, Ö., Selbaş, R., Şencan, A., 2006. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde aşırı soğutma ve aşırı kızdırma etkisinin ısıl ekonomik açıdan incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 21(2), 387-393.
- Klein, S.A., 2010, Engineering Equation Solver (EES), Professional version V9.723-3D,F-Chart Software.
- Kline, S.T., McClintock, F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 75, 3-8.
- Koçoğlu, A., 1993. Bir Aşamalı Isı Pompası Sisteminin Termoekonomik Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Kundu, A., Kumar, R., Gupta, A., 2015. Heat transfer characteristics and flow pattern during two-phase flow boiling of R134a and R407C in a horizontal smooth tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 57, 344-352.
- Liu, X., Ni, L., Lau, S.K., Li, H., 2013. Performance analysis of a multi-functional heat pump system in cooling mode. *Applied Thermal Engineering*, 59, 253-266.
- Moran, M.J., Shapiro, H.N., 2006. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons, USA, 831 p.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D.D., Bailey, M.B., 2011. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, USA, 1004 p.

- Ngema, P.T., Naidoo, P., Mohammadi, A.H., Richon, D., Ramjugernath, D., 2015. Thermodynamic stability conditions of clathrate hydrates for refrigerant (R134a or R410a or R507) with $MgCl_2$ aqueous solution. *Fluid Phase Equilibria*. doi:10.1016.
- Özcan, H., Arcaklıoğlu, E., 2011. Alternatif soğutucu akışkanlar olarak çevre dostu hidrokarbonların kullanılması üzerine bir değerlendirme. 6. International Advanced Technologies Symposium, 16-18 Mayıs, Elazığ, 66-71.
- Özkaymak, M., 1998. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Eşanjörlerinin Termo-ekonomik Optimizasyonu. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Padilla, M., Revellin, R., Bonjour, J., 2010. Exergy analysis of R413A as replacement of R12 in a domestic refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 51, 2195-2201.
- Roe, J., 2015. The Engineers Guide, <http://www.3dair.co.uk/download-files/r407c-guide.pdf>. Mitsubishi Heavy Industries. (24.12.2015)
- Sun, X., Wu, J., Wang, R., 2013. Exergy analysis and comparison of multi functional heat pump and conventional heat pump systems. *Exergy Conversion and Management*, 73, 51-56.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., Yamankaradeniz, N., 2013. Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları, Dora Basım-Yayın Dağıtım Ltd. Şti., Türkiye, 689 s.
- Yan, G., Cui, C., Yu, J., 2015. Energy and exergy analysis of zeotropic mixture R290/R600a vapor compression refrigeration cycle with separation condensation. *International Journal of Refrigeration*, 53, 155-162.
- Yang, M.H., Yeh, R.H., 2015. Performance and exergy destruction analyses of optimal subcooling for vapor compression refrigeration systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 87, 1-10.

EKLER

EK-1

Resim E1.1. R134a soğutucu akışkanı için EES yazılımı ile hazırlanan programın ekran görüntüsü



```

EES Commercial Version: C:\Users\LENO-HAWK\Documents\r134a.EES
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
Fluid$='R134a'
{Wkomp_dot=1,40 [kWh]}
Wüü_dot=0,088[kWh]
Wdü_dot=0,088[kWh]
{T_0=24,55 [C]}
{T_iç=20,95602}
T_00=T_0+273,15
P_0=101,325 [kPa]
h_0=enthalpy(Fluid$;T=T_0;P=P_0)
s_0=entropy(Fluid$;T=T_0;P=P_0)
T_y=Temperature(Fluid$;X=X_4;P=P_2)
T_b=Temperature(Fluid$;X=X_1;P=P_1)
P_r=P_2/P_1
Delta_T=T_2-T_5

{P_1= 260 [kPa]}
X_1=1
h_1=enthalpy(Fluid$;X=X_1;P=P_1)
s_1=entropy(Fluid$;X=X_1;P=P_1)

{T_2= 72,46 [C]}
{P_2=900 [kPa]}
h_2=enthalpy(Fluid$;T=T_2;P=P_2)
s_2=entropy(Fluid$;T=T_2;P=P_2)

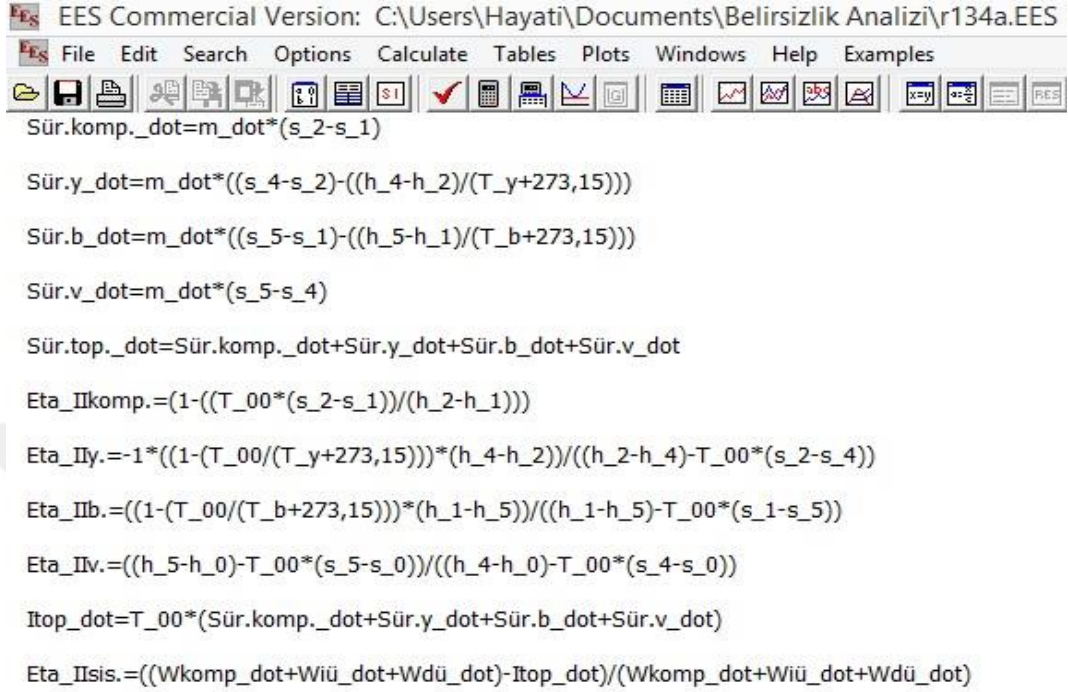
X_4=0
T_3=TEMPERATURE(Fluid$;X=X_4;P=P_2)
s_3=entropy(Fluid$;X=X_4;T=T_3)
{T_4=27,53 [C]}
P_4=P_2
h_4=enthalpy(Fluid$;X=X_4;T=T_4)
s_4=entropy(Fluid$;X=X_4;T=T_4)

P_5=P_1
h_5=h_4
s_5=entropy(Fluid$;h=h_5;P=P_5)
T_5=TEMPERATURE(Fluid$;h=h_5;P=P_5)

m_dot=Wkomp_dot/(h_2-h_1)
Qy_dot=m_dot*(h_2-h_4)
Qb_dot=m_dot*(h_1-h_5)
COP=Qb_dot/(Wkomp_dot+Wüü_dot+Wdü_dot)

```

Resim E1.1. (Devam)R134a soğutucu akışkanı için EES yazılımı ile hazırlanan programın ekran görüntüsü



EES Commercial Version: C:\Users\Hayati\Documents\Belirsizlik Analizi\r134a.EES

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Sür.komp._dot=m_dot*(s_2-s_1)

Sür.y_dot=m_dot*((s_4-s_2)-((h_4-h_2)/(T_y+273,15)))

Sür.b_dot=m_dot*((s_5-s_1)-((h_5-h_1)/(T_b+273,15)))

Sür.v_dot=m_dot*(s_5-s_4)

Sür.top._dot=Sür.komp._dot+Sür.y_dot+Sür.b_dot+Sür.v_dot

Eta_IIkomp.=(1-((T_00*(s_2-s_1))/(h_2-h_1)))

Eta_IIy.=-1*((1-(T_00/(T_y+273,15)))*(h_4-h_2)/((h_2-h_4)-T_00*(s_2-s_4)))

Eta_IIb.=((1-(T_00/(T_b+273,15)))*(h_1-h_5)/((h_1-h_5)-T_00*(s_1-s_5)))

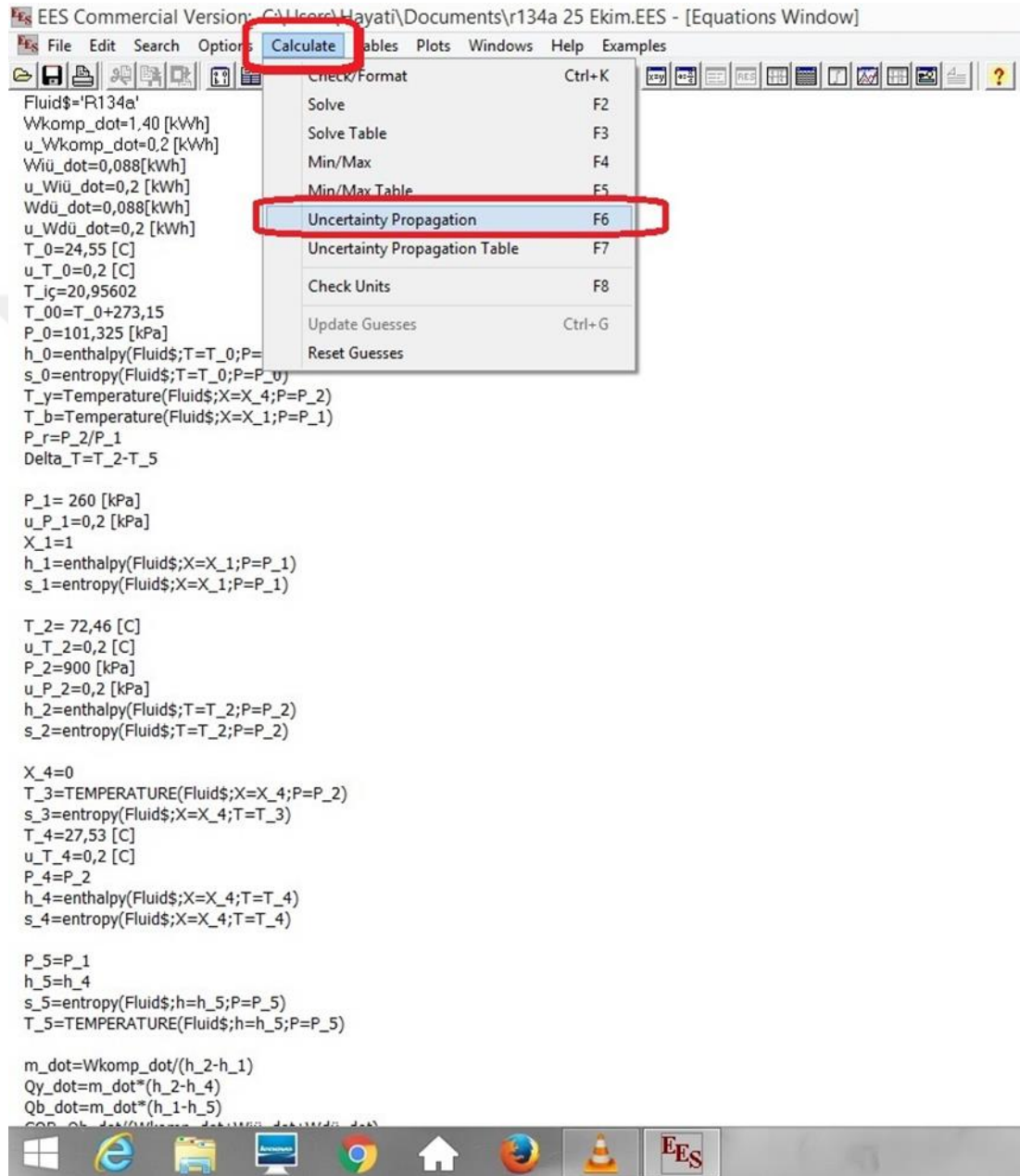
Eta_IIv.=((h_5-h_0)-T_00*(s_5-s_0))/((h_4-h_0)-T_00*(s_4-s_0))

Itop_dot=T_00*(Sür.komp._dot+Sür.y_dot+Sür.b_dot+Sür.v_dot)

Eta_IIsis.=((Wkomp_dot+Wiü_dot+Wdü_dot)-Itop_dot)/(Wkomp_dot+Wiü_dot+Wdü_dot)

EK-2

Resim E2.1. R134a soğutucu akışkanı için COP ölçülmesinde yapılabilecek toplam hatanın EES yazılımı kullanılarak tespit edilmesi



Resim E2.1. (Devam) R134a soğutucu akışkanı için COP ölçülmesinde yapılabilecek toplam hatanın EES yazılımı kullanılarak tespit edilmesi

EES Commercial Version: C:\Users\Hayati\Documents\r134a 25 Ekim.EES - [Equations Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

```

Fluid$='R134a'
Wkomp_dot=1,40 [kWh]
u_Wkomp_dot=0,2 [kWh]
Wüü_dot=0,088[kWh]
u_Wüü_dot=0,2 [kWh]
Wdü_dot=0,088[kWh]
u_Wdü_dot=0,2 [kWh]
T_0=24,55 [C]
u_T_0=0,2 [C]
T_iç=20,95602
T_00=T_0+273,15
P_0=101,325 [kPa]
h_0=enthalpy(Fluid$;T=T_0;P=P_0)
s_0=entropy(Fluid$;T=T_0;P=P_0)
T_y=Temperature(Fluid$;X=X_4;P=P_2)
T_b=Temperature(Fluid$;X=X_1;P=P_1)
P_r=P_2/P_1
Delta_T=T_2-T_5

P_1= 260 [kPa]
u_P_1=0,2 [kPa]
X_1=1
h_1=enthalpy(Fluid$;X=X_1;P=P_1)
s_1=entropy(Fluid$;X=X_1;P=P_1)

T_2= 72,46 [C]
u_T_2=0,2 [C]
P_2=900 [kPa]
u_P_2=0,2 [kPa]
h_2=enthalpy(Fluid$;T=T_2;P=P_2)
s_2=entropy(Fluid$;T=T_2;P=P_2)

X_4=0
T_3=TEMPERATURE(Fluid$;X=X_4;P=P_2)
s_3=entropy(Fluid$;X=X_4;T=T_3)
T_4=27,53 [C]
u_T_4=0,2 [C]
P_4=P_2
h_4=enthalpy(Fluid$;X=X_4;T=T_4)
s_4=entropy(Fluid$;X=X_4;T=T_4)

P_5=P_1
h_5=h_4
s_5=entropy(Fluid$;h=h_5;P=P_5)
T_5=TEMPERATURE(Fluid$;h=h_5;P=P_5)

m_dot=Wkomp_dot/(h_2-h_1)
Qy_dot=m_dot*(h_2-h_4)
Qb_dot=m_dot*(h_1-h_5)
COP=Qy_dot/(Qb_dot+Wkomp_dot+Wüü_dot+Wdü_dot)

```

Determine Propagation of Uncertainty

Calculated variable: COP

Measured variable(s): u_Wüü_dot, u_Wkomp_dot, Wüü_dot, Wüü_dot, Wkomp_dot, X_4

Red variables may be moved to the Measured variables list.

Set uncertainties

OK Cancel

Resim E2.1. (Devam) R134a soğutucu akışkanı için COP ölçülmesinde yapılabilecek toplam hatanın EES yazılımı kullanılarak tespit edilmesi

EES Commercial Version: C:\Users\Hayati\Documents\r134a 25 Ekim.EES - [Equations Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Fluid\$='R134a'
 Wkomp_dot=1.40 [kWh]
 u_Wkomp_dot=0.2 [kWh]
 Wü_dot=0,088 [kWh]
 u_Wü_dot=0,2 [kWh]
 Wdü_dot=0,088 [kWh]
 u_Wdü_dot=0,2 [kWh]
 T_0=24,55 [C]
 u_T_0=0,2 [C]
 T_iç=20,95602
 T_00=T_0+273,15
 P_0=101,325 [kPa]
 h_0=enthalpy(Fluid\$;T=T_0;P=P_0)
 s_0=entropy(Fluid\$;T=T_0;P=P_0)
 T_y=Temperature(Fluid\$;X=X_4;P=P_2)
 T_b=Temperature(Fluid\$;X=X_1;P=P_1)
 P_r=P_2/P_1
 Delta_T=T_2-T_5
 P_1=260 [kPa]
 u_P_1=0,2 [kPa]
 X_1=1
 h_1=enthalpy(Fluid\$;X=X_1;P=P_1)
 s_1=entropy(Fluid\$;X=X_1;P=P_1)
 T_2=72,46 [C]
 u_T_2=0,2 [C]
 P_2=900 [kPa]
 u_P_2=0,2 [kPa]
 h_2=enthalpy(Fluid\$;T=T_2;P=P_2)
 s_2=entropy(Fluid\$;T=T_2;P=P_2)
 X_4=0
 T_3=TEMPERATURE(Fluid\$;X=X_4;P=P_2)
 s_3=entropy(Fluid\$;X=X_4;T=T_3)
 T_4=27,53 [C]
 u_T_4=0,2 [C]
 P_4=P_2
 h_4=enthalpy(Fluid\$;X=X_4;T=T_4)
 s_4=entropy(Fluid\$;X=X_4;T=T_4)
 P_5=P_1
 h_5=h_4
 s_5=entropy(Fluid\$;h=h_5;P=P_5)
 T_5=TEMPERATURE(Fluid\$;h=h_5;P=P_5)
 m_dot=Wkomp_dot/(h_2-h_1)
 Qy_dot=m_dot*(h_2-h_4)
 Qb_dot=m_dot*(h_1-h_5)
 COP_öç=Qb_dot/(Qy_dot+Wkomp_dot)

u_... Hata Miktarı

Uncertainties of Measured Variables

Variable	Value	Units	Absolute Uncertainty	Relative Uncertainty
Wdü_dot	0,088	kWh	u_Wdü_dot	
Wü_dot	0,088	kWh	u_Wü_dot	
Wkomp_dot	1,4	kWh	u_Wkomp_dot	

OK Cancel

Resim E2.1. (Devam) R134a soğutucu akışkanı için COP ölçülmesinde yapılabilecek toplam hatanın EES yazılımı kullanılarak tespit edilmesi

EES Commercial Version: C:\Users\Hayati\Documents\r134a 25 Ekim.EES - [Equations Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

```

Fluid$='R134a'
Wkomp_dot=1,40 [kWh]
u_Wkomp_dot=0,2 [kWh]
Wüü_dot=0,088[kWh]
u_Wüü_dot=0,2 [kWh]
Wdü_dot=0,088[kWh]
u_Wdü_dot=0,2 [kWh]
T_0=24,55 [C]
u_T_0=0,2 [C]
T_iç=20,95602
T_00=T_0+273,15
P_0=101,325 [kPa]
h_0=enthalpy(Fluid$;T=T_0;P=P_0)
s_0=entropy(Fluid$;T=T_0;P=P_0)
T_y=Temperature(Fluid$;X=X_4;P=P_2)
T_b=Temperature(Fluid$;X=X_1;P=P_1)
P_r=P_2/P_1
Delta_T=T_2-T_5

P_1= 260 [kPa]
u_P_1=0,2 [kPa]
X_1=1
h_1=enthalpy(Fluid$;X=X_1;P=P_1)
s_1=entropy(Fluid$;X=X_1;P=P_1)

T_2= 72,46 [C]
u_T_2=0,2 [C]
P_2=900 [kPa]
u_P_2=0,2 [kPa]
h_2=enthalpy(Fluid$;T=T_2;P=P_2)
s_2=entropy(Fluid$;T=T_2;P=P_2)

X_4=0
T_3=TEMPERATURE(Fluid$;X=X_4;P=P_2)
s_3=entropy(Fluid$;X=X_4;T=T_3)
T_4=27,53 [C]
u_T_4=0,2 [C]
P_4=P_2
h_4=enthalpy(Fluid$;X=X_4;T=T_4)
s_4=entropy(Fluid$;X=X_4;T=T_4)

P_5=P_1
h_5=h_4
s_5=entropy(Fluid$;h=h_5;P=P_5)
T_5=TEMPERATURE(Fluid$;h=h_5;P=P_5)

m_dot=Wkomp_dot/(h_2-h_1)
Qy_dot=m_dot*(h_2-h_4)
Qb_dot=m_dot*(h_1-h_5)
COP=Qy_dot/(Qb_dot+Qy_dot)

```

Determine Propagation of Uncertainty

Calculated variable	Measured variable(s)
COP	u_Wüü_dot
Delta_T	u_Wkomp_dot
Eta_IIb.	Wdü_dot
Eta_IIkomp.	Wüü_dot
Eta_IIv.	Wkomp_dot
Eta_IIy.	X_1
h_0	X_4

Red variables may be moved to the Measured variables list.

Set uncertainties

OK

Cancel

Resim E2.1. (Devam) R134a soğutucu akışkanı için COP ölçülmesinde yapılabilecek toplam hatanın EES yazılımı kullanılarak tespit edilmesi

EES Commercial Version: C:\Users\Hayati\Documents\Belirsizlik Analizi\r134a.EES - [Results of uncertainty analysis for COP]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Uncertainty Results Solution

COP = 1,824±0,05258		
P ₁ = 180±5,4 [kPa]	$\partial\text{COP}/\partial P_1 = 0,003228$	22,93 %
P ₂ = 900±27 [kPa]	$\partial\text{COP}/\partial P_2 = 0,0003673$	3,56 %
T ₂ = 76,92±1,5 [C]	$\partial\text{COP}/\partial T_2 = -0,02682$	58,57 %
T ₄ = 32,09±1,5 [C]	$\partial\text{COP}/\partial T_4 = -0,01815$	26,80 %
W _{dü} = 0,088±0,00044 [kWh]	$\partial\text{COP}/\partial W_{dü} = -1,365$	0,01 %
W _{iü} = 0,088±0,00044 [kWh]	$\partial\text{COP}/\partial W_{iü} = -1,365$	0,01 %
W _{komp} = 1,16±0,0058 [kWh]	$\partial\text{COP}/\partial W_{komp} = 0,2072$	0,08 %

Calculation time = .2 sec

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_4} w_4 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} = 2,88$$

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : TÖRE, Hayati
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 03.08.1990 - Merzifon
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (532) 174 24 81
e-mail : hayati_tore@hotmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Hitit Üniversitesi/ Makina Bölümü	2012
Lise	Merzifon Lisesi	2007

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2013-	Merzifon Belediyesi/Strateji Geliştirme Müdürlüğü	Makine Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Töre, H., Kılıçarslan, A., 2015. Farklı dış ortam sıcaklığının soğutma durumunda çalışan ısı pompası performansına olan etkisinin deneysel olarak incelenmesi. 20.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 02-05 Eylül, Balıkesir, 1004-1009.