

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

**HAVA-HAVA ISI POMPASININ TEORİK VE
DENEYSEL İNCELENMESİ**

Şaban TAMDEMİR

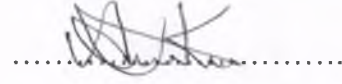
**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN**

**OCAK 2014
ÇORUM**

Şaban TAMDEMİR tarafından hazırlanan “Hava-Hava Isı Pompasının Teorik ve Deneysel İncelenmesi” adlı tez çalışması 30 / 01/ 2014 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

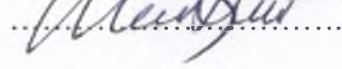
Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN



Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ



Yrd. Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun 04/02/2014 tarih ve 2014/02.. sayılı kararı ile Şaban TAMDEMİR’ın Makine Müh... Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.



Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

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.


Şaban TAMDEMİR

HAVA-HAVA ISI POMPASININ TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Şaban TAMDEMİR

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2014

ÖZET

Bu çalışmada, uygun boyutta bir odaya kurulumu yapılan, soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R410A ve R407C'nin kullanıldığı hava-hava ısı pompası -5°C ile 5°C arasındaki dış hava sıcaklıklarda test edilerek, kompresörün çektiği elektrik enerjisi, buharlaştırıcı ve yoğuşurucu fanlarının çektiği elektrik enerjisi, ısı pompasının elemanlarının önemli noktadaki sıcaklık ve basınçları ölçülmüştür. Deneyle, kontrollü ortam şartlarında üçer kez tekrarlanmıştır.

Deneylelerden elde edilen sonuçların analizi, enerji sistemlerinin analizinde en yaygın yöntem olan Engineering Equation Solver (EES-V9.172-3D) kullanılarak geliştirilen bir bilgisayar programı ile yapılmıştır. Kompresör çektiği enerji miktarı, iç ünitenin ısıtma kapasitesi, dış ünitenin çevre havasından ısı çekme kapasitesi, ısı pompası sisteminin ısıtma tesir katsayısı, kompresör giriş ve çıkış basınçlarının dış hava sıcaklığına göre değişimi incelenmiştir.

Anahtar Kelimleler: Isı pompası, Isıtma, Isıtma tesir katsayısı, R134A, R404A, R410A, R407C

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE AIR TO AIR HEAT PUMP

Şaban TAMDEMİR

HITIT UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2014

ABSTRACT

In this study, the air to air heat pump, using R134A, R404A, R410A and R407C as refrigerant, that was installed to a room having a suitable dimension, was tested between the outdoor temperatures of -5°C and 5°C . The electric power drawn by the compressor, indoor unit and outdoor unit fans, temperatures and pressures at the state points were measured. Experiments at the same outdoor temperatures were repeated three times under the controlled conditions.

Analyses of the results obtained from the experiments were carried out by the computer code that was developed by means of Engineering Equation Solver (EES-V9.172-3D). The power consumed by the compressor, heating capacity of indoor unit, the absorbing heat capacity of outdoor unit, coefficient of performance of the heat pump, suction and discharge pressures of the compressor were investigated according to the outdoor temperatures.

Keywords: Heat pump, Heating, 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, deneysel çalışmada yardımlarından dolayı Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ' a teşekkürü bir borç bilirim.

Hitit Üniversitesi BAP Birimine MUH03.12.001 no'lu projeye verdikleri destekten dolayı teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
RESİMLER DİZİNİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR	xii
1.GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI	6
2.1. Kütleinin Korunumu Denklemi	6
2.2. Enerjinin Korunumu Denklemi	7
2.3. Açık Sistemlerin II. Yasa Çözümlemesi	10
3. MATERYAL VE METOT	13
3.1. Hata Analizi ve Belirsizlik	21
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	23
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	39
KAYNAKLAR	41
EKLER	43
ÖZGEÇMİŞ	45

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil		Sayfa
Şekil 2.1.	t anında sistem ve kontrol hacmi (Kütlenin Korunumu)	6
Şekil 2.2.	$t+\Delta t$ anında sistem ve kontrol hacmi (Kütlenin Korunumu)	6
Şekil 2.3.	t anında sistem ve kontrol hacmi (Enerjinin Korunumu)	7
Şekil 2.4.	$t+\Delta t$ anında sistem ve kontrol hacmi (Enerjinin Korunumu)	8
Şekil 2.5.	t anında sistem ve kontrol hacmi (Entropi Dengesi)	10
Şekil 2.6.	$t+\Delta t$ anında sistem ve kontrol hacmi (Entropi Dengesi)	11
Şekil 3.1.	Deney tesisatının şematik gösterimi	14
Şekil 3.2.	2.0 °C dış hava sıcaklığında R134A, R404A, R407C ve R410A soğutucu akışkanların P-h diyagramları,	16
Şekil 3.3.	2.0 °C dış hava sıcaklığında R134A, R404A, R407C ve R410A soğutucu akışkanların T-s diyagramları,	17
Şekil 4.1.	Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda kompresör giriş basıncının dış hava sıcaklığına göre değişimi,	23
Şekil 4.2.	Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda kompresör çıkış basıncının dış hava sıcaklığına göre değişimi,	25
Şekil 4.3.	Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda kompresörün tükettiği gücün dış hava sıcaklığına göre değişimi,	27
Şekil 4.4.	Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda ısıtma tesir katsayısının dış hava sıcaklığına göre değişimi,	28
Şekil 4.5.	Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda iç ünite kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi,	29

Şekil		Sayfa
Şekil 4.6.	Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda dış ünite kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi,	31
Şekil 4.7.	Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda kompresör tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimi,	32
Şekil 4.8.	Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda iç ünite tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimi,	34
Şekil 4.9.	Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda dış ünite tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimi,	35
Şekil 4.10.	Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda genleşme vanası tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimi,	36
Şekil 4.11.	Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda toplam tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi,	38

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Deneyler sırasında meydana gelen toplam hata miktarları	22
Çizelge E1.1. R134A soğutucu akışkan için parametrelerin değişimi	46

RESİMLER DİZİNİ

Resim		Sayfa
Resim 3.1.	Isı pompası sisteminin iç ünitesi	13
Resim 3.2.	Isı pompası sisteminin dış ünitesi	14
Resim 3.3.	COMET MS6D Veri kayıt cihazı	17
Resim 3.4.	Manometreler	18
Resim E1.1.	R134A soğutucu akışkan için EES yazılımı ile hazırlanan programın ekran görüntüsü	45

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama	Birim
h	Özgül entalpi	[kJ/kg]
P	Basınç	[kPa]
W	İş	[kJ]
E	Enerji	[kJ]
ṁ	Birim zamandaki kütle debisi	[kg/s]
s	Özgül entropi	[kJ/kg K]
T₉	Dış hava sıcaklığı	[°C]
Ş_{üretim}	Kontrol hacim içinde birim zamandaki entropi üretimi	[kW/K]
Q̇_{içünite}	İç ünite kapasitesi	[kW]
Q̇_{dışünite}	Dış ünite kapasitesi	[kW]
Ẇ_{komp.}	Kompresörün çektiği güç	[kW]
(m_{kh})_t	t anında kontrol hacim içindeki kütle miktarı	[kg]
(m_{kh})_{t+Δt}	t+Δt anında kontrol hacim içindeki kütle miktarı	[kg]

Kısaltmalar Açıklama

HHIP	Hava–hava ısı pompası
ITK	Isıtma tesir katsayısı

İndisler Açıklama

g	Giren
ç	Çıkan

1. GİRİŞ

Mühendislikte karşılaşılan en önemli uygulamalardan olan ısıtma ve soğutma için sayısız yöntem araştırılmış ve sayısız yöntem uygulamaya konulmuş olup bu yöntemlerde amaç hep daha iyi ve daha verimli sistemler elde edebilmek olmuştur. Mevcut enerji kaynaklarındaki yetersizliklerin eklenmesiyle çalışmalar boyut değiştirmiş ve sistemler alternatif enerji kaynaklarını kapsayacak biçimde geliştirilmiştir. Bu alanda yaygın olarak kullanılan alternatif enerji güneş, jeotermal, toprak, hava ve su kaynaklarıdır. Günümüzde kullanımını artan bu sistemlerden birisi de ısı pompalarıdır (Öztürk, 2009).

Isı pompaları düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından aldığı ısı enerjisini yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına aktaran sistemlerdir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısı düşük sıcaklıktaki bir ortamdan kendiliğinden yüksek sıcaklıktaki bir ortama akamaz. Isı akışını sağlamak için sisteme enerji verilmesi gerekir. Isı pompaları da bu enerjiyi elde edebilmek için elektrik enerjisinden (mekanik ısı pompaları) veya ısı enerjisinden (termal ısı pompaları) yararlanırlar (Dursun, 2006).

Isı pompaları; ısıtma, soğutma, havalandırma teknolojilerinde, ayrıca sıcak su ihtiyacının karşılanması amacıyla kullanılmaktadır. Isı pompalı sistemler sadece kullandıkları kaynak (hava, su, toprak vb.) ve ısıyı ilettikleri ortam açısından farklılık gösterirler (Ceylan, 2010).

Isı pompalarını basitçe ısı kaynağı bakımından üç öge üzerinde inceleyebiliriz. Bunlar şöyledir;

- Su kaynaklı ısı pompaları
- Toprak kaynaklı ısı pompaları
- Hava kaynaklı ısı pompaları

Su kaynaklı ısı pompalarında kuyulardan, göllerden, nehirlerden, şehir şebekesinden ve üretim işlerinden elde edilen su, ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Su kaynaklı ısı

pompaları yeraltı ve yerüstü suyu kaynaklı ısı pompaları olmak üzere iki şekilde incelenir.

Yeraltı suyu kaynaklı ısı pompalarında 10 metre ve daha fazla derinliklerde yeraltı suyunun sıcaklığının yıl boyunca çok az değişmesi önemli bir avantajdır. Yer altı suları uygun derinlikte, yeterli miktar ve kalitede bulunduğu takdirde sıcaklığının nispeten sabit kalması nedeniyle ısı pompaları için uygun gösterilebilir (Elbir, 2010).

Yerüstü suyu kaynaklı ısı pompalarında su kaynağı olarak göller, nehirler gibi yerüstü sularından yararlanıldığında sıcaklık, kuyu sularına göre daha fazla değişmekle beraber hava kadar değişmemektedir. Yerüstü suyundan yararlanma çoğu durumda problemlidir. Zarar verici maddelerle buharlaştırıcıda ısı geçiş katsayılarının kötüleşmesine neden olunur. Bu yüzden boru demetli ısı değiştiricileri kullanılmaz. Ayrıca buharlaştırıcı kısa zaman aralıklarında temizlenmelidir (Elbir, 2010).

Toprak Kaynaklı Isı Pompaları, güneş enerjisinin yeryüzüne çarpmasıyla jeokütlede depolanan ısı enerjisini kullanmak amacıyla tasarlanmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompalarının diğer ısı pompası sistemlerinden farkı, toprak kaynaklı sistemlerde, ısı taşıyan akışkan ile jeokütlenin bir toprak ısı değiştiricisi kullanılarak birleştirilmesidir. Toprak kaynaklı ısı değiştiricileri, yatay veya dikey olarak yerleştirilebilirler. Dikey ısı değiştiricileri yerlerine delme makineleriyle yapılan sondaj sonucu yerleştirilirken, yatay sistemi kurmak için ise bir veya birkaç hendek açılmalıdır. Yatay ısı değiştiriciler genellikle 1 – 3 m, düşey ısı değiştiricileri ise 20 – 100 m. derinliğe yerleştirilirler. Isı kaynağı olarak toprağın kullanılması hava ve su kaynaklı sistemlere göre daha pahalıdır. Toprağın altına gömülen borulardan oluşan sisteme toprak ısı değiştiricisi denir. Bu borular yardımıyla, toprağın ısı ısı taşıyıcı akışkana veya çevrimin atık ısı, ısı taşıyıcı akışkandan toprağa aktarılır (Tokgöz, 2006).

Yeraltı su kaynağı olmaması ve topraktan ısı alınmasının çeşitli nedenlerle mümkün

olmaması durumunda, ısı kaynağı olarak dış hava kullanılır. Hava her zaman bulunması ve düşük işletme-bakım masraflarına sahip donanımla çalışması nedeniyle en çok tercih edilen ısı kaynaklarından. Hava kolay elde edilebilmesinden dolayı en uygun ısı kaynağı olmakla beraber; sistem dizaynının, mekana bağlı olarak çok dikkatli bir optimizasyonunun yapılmasını gerektirecek birçok dezavantajı mevcuttur (Ünlü, 2005). Bunun sebebi ise;

- 1- Dış havanın oldukça değişken bir sıcaklığa sahip olması,
 - 2- Buzlanma problemi,
- olarak gösterilmektedir.

Hava kaynaklı ısı pompaları çeşitli işletim sistemlerinde çok yönlü kullanım ve maksimum konfor imkânı sunar (Döşemeden ısıtma sistemi, radyatör ile ısıtma vb.). Ayrıca yıl boyunca sıcak su kullanımını karşılayabilme imkânı sağlar. Montajının kolay olması yanında, yüksek maliyetli sondaj ve kurulum gerektirmez. Dış ünite az yer kapladığı için, sınırlı alanlarda kolaylıkla kullanılabilir. İç ünite için özel bir odaya, havalandırmaya veya baca gibi ilave bir alt yapıya gerek yoktur. Fosil yakıtlar doğrudan kullanılmadığından karbondioksit üremez (Özyirmidokuz, 2010).

Havanın kararlı bir sıcaklığa sahip olmaması, sıcaklığının aynı gün içerisinde bile değişkenlik göstermesi ısı pompası performansının ve kapasitesinin düşmesine sebep olmaktadır. Dış hava sıcaklığının düşmesi sonucunda buharlaştırıcı ile düşük sıcaklık farkı oluşur. Bu durum buharlaştırıcının buzlanmasına sebep olur. Oluşan karlanma ve buzlanma ısı iletim katsayısını azaltır (Özyirmidokuz, 2010).

Literatürde ısı pompaları ile ilgili çalışmaların bir bölümünde hava kaynaklı ısı pompaları ön plana çıkmaktadır.

Çin'in Beijing kentinde yapılan bir çalışmada binaları ısıtmak için farklı bir ısı pompası çevrimi tasarlanarak, soğuk bölgelere yerleştirilmiş ASHP (Hava Kaynaklı Isı Pompası) ünitelerinin performansını arttırmak için yeni bir ASHP çevrimi geliştirilmiştir. Geliştirilen ASHP prototip ısı pompasının, karlı günlerde yüksek

bağıl nem ve ortam sıcaklığı $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ civarına düştüğü zaman bile, ısıtma kapasitesi ve veriminin yüksek olduğu görülmüştür (Wang ve ark., 2011).

Kuzey Amerika iklim şartlarında konut ısıtma ve soğutma uygulamaları için iki aşamalı hava kaynaklı ısı pompası ile yapılan çalışmada, soğutucu akışkan olarak R410A kullanılmış ve $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ dış ortam sıcaklığında yapılan deneylerde, ısıtma durumunda $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ civarında akışkan sıcaklıklarına ve % 45'e varan ikinci kanun verimine ulaşılmıştır (Bertsch ve ark., 2008).

Literatürde yapılan diğer bir grup çalışmada ise ısı pompası sisteminde farklı soğutucu akışkanların kullanılması durumunda, sistemin performansı karşılaştırılmıştır.

Klima ve ısı pompalarındaki uygulamalarda R22'nin yerine R432A'nın kullanılması ile sistemin deneysel olarak performansının araştırıldığı çalışmada, sistemin performans katsayısının % 8.5 - % 8.7 aralığında, ısıtma kapasitesinin ise % 1.9 - % 6.4 aralığında değiştiği belirlenmiştir. R432A'nın performans açısından R22' den daha yüksek olduğu tespit edilmiştir (Park ve ark., 2009).

Park ve ark., (2009) tarafından yapılan diğer bir çalışmada, bir ısı pompası uygulamasında kütlece % 71'i propan ve % 29'u R152a'dan oluşan bir azeotropik karışım olan R431A ve R22'nin performansları ölçülmüştür. Deney sonuçlarına göre aynı çalışma şartlarında R431A'nın % 3.5 - % 3.8 olan performans katsayısı R22'den daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

Ayrıca literatürde birçok jeotermal ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemi bulunmaktadır. Çinin Beijing kentinde bir konut uygulamasında jeotermal kaynaklı ısı pompası üzerine yapılan araştırmada, ısı pompaları tarafından tüketilen elektrik baz alınarak sistemin enerji tasarruf özellikleri hakkında bir değerlendirme öne sürülmüştür (Chen ve ark., 2005).

Mekan soğutmada toprak ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin tekno-ekonomik

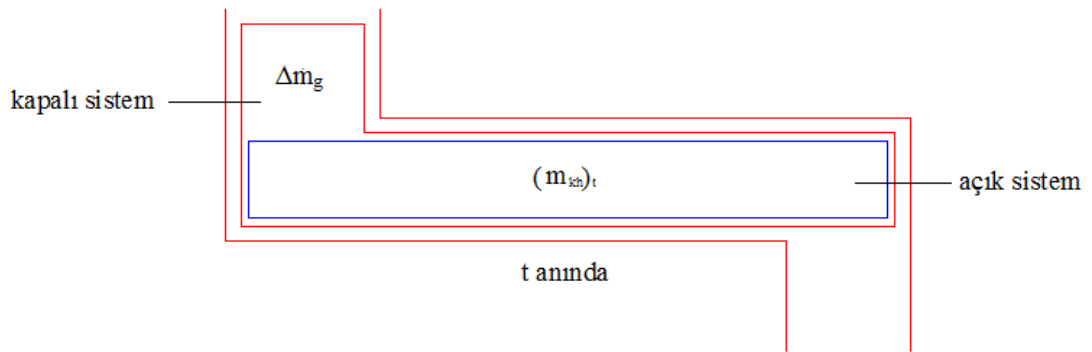
karşılaştırılması konusunda yapılan araştırmada, toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerin mekan soğutma uygulamalarında hava kaynaklı ısı pompası sistemlerine göre daha ekonomik olduğu sonucuna varılmıştır (Esen ve ark., 2007).

Bu çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a, R404A, R407C ve R410A' nın kullanıldığı hava-hava ısı pompası (HHIP) ile deneyler yapılmıştır. Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde özellikle R407C ve R410A ile yapılan çalışmalara fazla rastlanılmamıştır. Ayrıca literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde genellikle iki farklı soğutucu akışkanın performansının birbirleriyle kıyaslandığı görülmektedir. Bu çalışmanın literatürde yapılan çalışmalardan bir farkı da, farklı dış hava ortam sıcaklıklarının ısı pompasının performansı üzerine etkisini amaç edinmiş olmasıdır. Bu kapsamda, R134A, R410A, R407C ve R410A soğutucu akışkanları HHIP sisteminde test edilecek, farklı dış ortam sıcaklıklarında deneyler yapılacaktır.

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

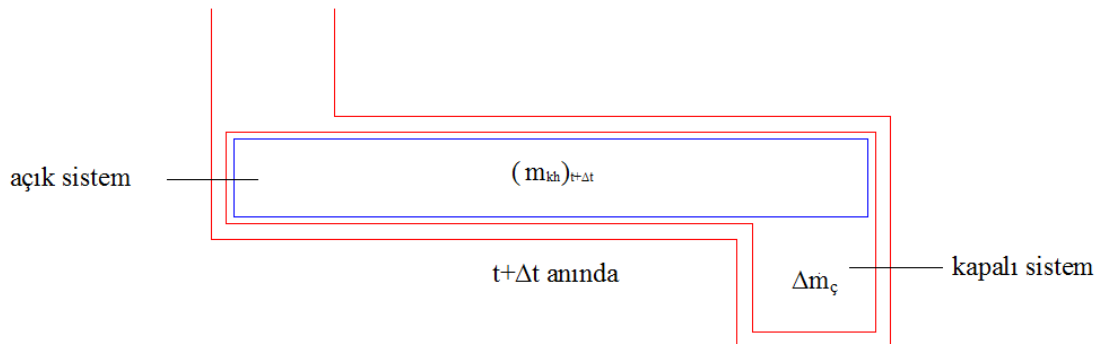
2.1. Kütlelerin Korunumu Denklemi

Kütlelerin korunumu denklemi çıkarılırken açık sistem içerisinde hareket eden kapalı sistem yaklaşımı kullanılacaktır. Şekil 2.1'de t anında açık sistem ve kapalı sistem görülmektedir.



Şekil 2.1. t anında sistem ve kontrol hacmi

$t + \Delta t$ anında açık sistem içerisinde kapalı sistem hareket ettiğinde Şekil 2.2'deki konum görülmektedir.



Şekil 2.2. $t + \Delta t$ anında sistem ve kontrol hacmi

Seçilen sabit bir kütle kontrol hacim içinde hareket ettirilirse t ve $t + \Delta t$ anında kütleler birbirine eşit olmak zorundadır.

$$\Delta m_g + (m_{kh})_t = \Delta m_\zeta + (m_{kh})_{t+\Delta t} \quad (2.1)$$

2.1'deki denklem tekrar düzenlenerek Δt 'ye bölünür ve $\Delta t \rightarrow 0$ limit alınırsa;

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{(m_{kh})_{t+\Delta t} - (m_{kh})_t}{\Delta t} \right] = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta m_g}{\Delta t} - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta m_\zeta}{\Delta t} \quad (2.2)$$

$$\frac{dm_{kh}}{dt} + \sum \dot{m}_\zeta - \sum \dot{m}_g = 0 \quad (2.3)$$

elde edilir (Wylen ve Soontag, 1985).

Burada;

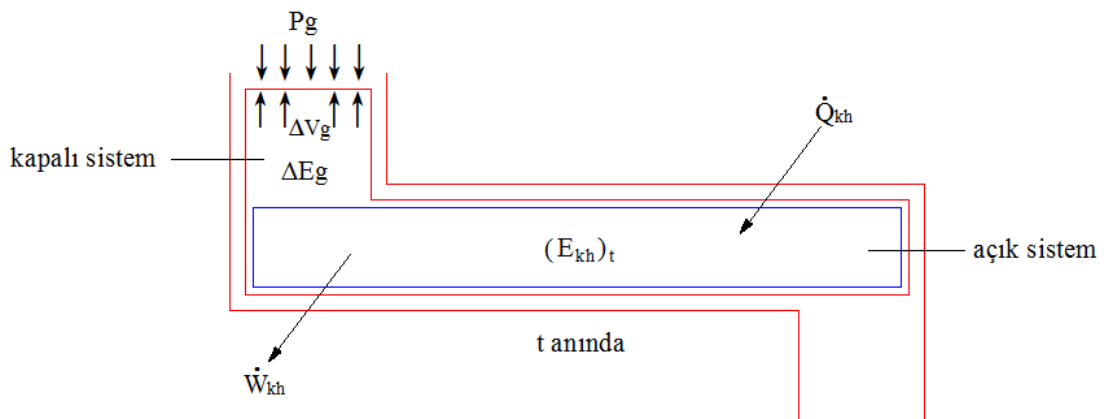
\dot{m}_g = Kontrol hacmine giren kütle debisi

\dot{m}_ζ = Kontrol hacminden çıkan kütle debisi

$\frac{dm_{kh}}{dt}$ = Kontrol hacminde birim zamandaki kütle değişimi

2.2. Enerjinin Korunumu Denklemi

Enerjinin korunumu denkleminin çıkartılmasında kütle korunumunda olduğu gibi açık sistem içinde hareket eden kapalı sistem yaklaşımı kullanılacaktır. Şekil 2.3'de t anında açık sistem ve kapalı sistem görülmektedir.



Şekil 2.3. t anında sistem ve kontrol hacmi

$$W_{\zeta} = \int P \, dv = P_{\zeta} (\Delta V)_{\zeta} \quad (2.11)$$

$W_g = \Delta m_g$ kütleinin sisteme girmesi için çevre tarafından yapılan iş

$W_{\zeta} = \Delta m_{\zeta}$ kütleinin sistemden çıkması için sistem tarafından yapılan iş

(2.10) ve (2.11) denklemleri (2.9) denkleminde yerine yazılırsa;

$${}_1W_2 = \dot{W}_{kh} \Delta t - (P \Delta V)_g + (P \Delta V)_{\zeta} \quad (2.12)$$

(2.8), (2.12), (2.5) ve (2.6) denklemleri (2.7) denkleminde yerine yazılırsa

$$\dot{Q}_{kh} \Delta t = [(E_{kh})_{t+\Delta t} - (E_{kh})_t] + \Delta m_{\zeta} (e + P v) - \Delta m_g (e + P v) + \dot{W}_{kh} \quad (2.13)$$

Denklem (2.13)'de eşitliğin her iki tarafı Δt ile bölünür ve $\lim_{\Delta t \rightarrow 0}$ limit alınırsa;

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\dot{Q}_{kh} \Delta t}{\Delta t} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{(E_{kh})_{t+\Delta t} - (E_{kh})_t}{\Delta t} \right] + \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta m_{\zeta}}{\Delta t} (e + P v) - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta m_g}{\Delta t} (e + P v) \\ &+ \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\dot{W}_{kh} \Delta t}{\Delta t} \end{aligned} \quad (2.14)$$

Özgül iç enerji, entalpi ve özgül enerji ile aşağıdaki ifadeler yazılabilir;

$$h = u + P v \quad (2.15)$$

$$e = u + \frac{V_2^2}{2} + gz$$

(2.15) denklemi (2.14) denkleminde yerleştirilirse Termodinamiğin I. Kanununu ifade eden temel denklem aşağıdaki gibi ifade edilir (Wyllen ve Soontag, 1985).

$$\dot{Q}_{kh} = \frac{dE_{kh}}{dt} + \sum \dot{m}_{\zeta} \left(h + \frac{V_2^2}{2} + gz \right)_{\zeta} - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V_1^2}{2} + gz \right)_g + \dot{W}_{kh} \quad (2.16)$$

Burada;

$\frac{dE_{kh}}{dt}$ = Kontrol hacminde birim zamandaki enerji değişimi

\dot{W}_{kh} = Kontrol hacminin birim zamanda yaptığı iş

\dot{Q}_{kh} = Kontrol hacmine birim zamanda verilen ısı miktarı

h_g = Kontrol hacmine giren kütlenin özgül entalpisi

$h_ç$ = Kontrol hacminden çıkan kütlenin özgül entalpisi

2.3. Açık Sistemlerin II. Yasa Çözümlemesi

Termodinamiğin 1. kanununda olduğu gibi entropi dengesi denklemini yazmak için açık sistem içinde hareket eden kapalı sistem yaklaşımı kullanılacaktır.

Kapalı sistem için Termodinamiğin II. Kanunu aşağıdaki gibi yazılır.

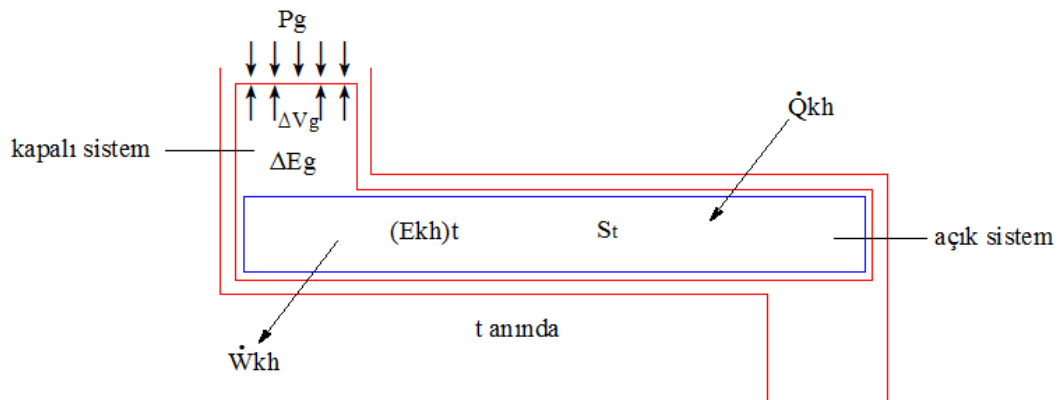
$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \delta S_{\text{üretim}} \quad (2.17)$$

Burada;

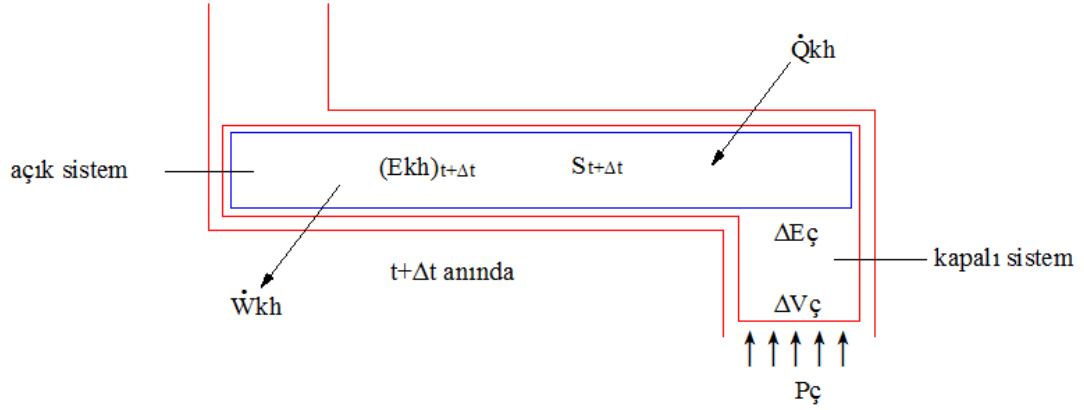
dS = Diferansiyel boyutta entropi değişimi

$\frac{\delta Q}{T}$ = Isı transferi ile olan entropi geçişi

Δt zaman aralığı için entropi dengesi aşağıdaki şekilde yazılır.



Şekil 2.5. t anında sistem ve kontrol hacmi



Şekil 2.6. $t+\Delta t$ anında sistem ve kontrol hacmi

$S_t = t$ anında açık sistem içindeki entropi miktarı

$S_{t+\Delta t} = t+\Delta t$ anında açık sistem içindeki entropi miktarı

Sistemin ilk ve son hallerindeki entropi miktarları sırası ile S_1 ve S_2 gösterilmektedir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$S_1 = S_t + s_i \Delta m_i$$

$$S_2 = S_{t+\Delta t} + s_e \Delta m_e$$

Sistemin ilk ve son halleri arasındaki entropi değişimi ise

$$S_2 - S_1 = (S_{t+\Delta t} - S_t) + (s_e \Delta m_e - s_i \Delta m_i) \quad (2.18)$$

şeklinde ifade edilir.

(2.17) denklemi aşağıdaki şekilde de yazılabilir.

$$\frac{S_2 - S_1}{\Delta t} = \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{\delta Q}{T} \right) + \frac{1}{\Delta t} \delta S_{\text{üretim}} \quad (2.19)$$

2.18 denklemi 2.19 denkleminde yerine yazılırsa ve $\Delta t \rightarrow 0$ limit alınır;

$$\frac{dS_{kh}}{dt} + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i = \sum_{kh} \left(\frac{\dot{Q}_{kh}}{T} \right) + \sum_{kh} \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (2.20)$$

açık sistem için entropi dengesi elde edilir (Wyllen ve Soontag, 1985).
Gouy-Stodola teoremine göre tersinmezlik,

$$\dot{I} = T_o \cdot \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (2.21)$$

şeklinde ifade edilir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Deneysel çalışmalar, Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümü laboratuvar binasında, 6000x4000x3800 mm boyutlarında, kuzey cephe odaya kurulumu yapılan deney sistemi ile yapılmıştır.

Deneyleerde kullanılan hava-hava ısı pompasının iç ünitesi Resim 3.1’de ve dış ünitesi ise Resim 3.2’de gösterilmektedir. Ayrıca, iç ünitenin kurulduğu odada kumanda panosu, kompresörün ve fanların tükettiği elektrik enerjisini ölçen enerji analizörü, ölçülen sıcaklıkları kaydeden veri kayıt cihazı ve basınç manometreleri bulunmaktadır.



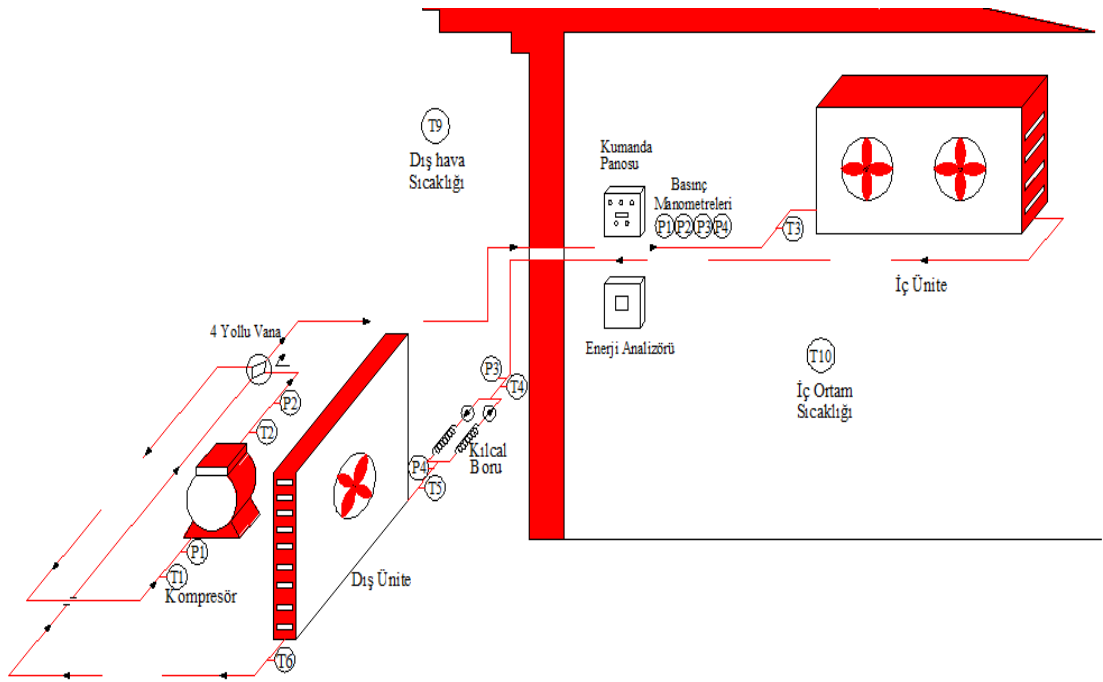
Resim 3.1. Isı pompası sisteminin iç ünitesi

Hava-hava ısı pompası, temel eleman olarak yarı hermetik tip kompresör, fanlı iç ünite (yoğuşturucu), kılcal boru tipinde genişleme elemanı ve fanlı dış üniteden (buharlaştırıcı) oluşmaktadır. Yardımcı eleman olarak, akümülatör (sıvı tutucu), dört yollu vana, filtre kurutucu ve presostatdan (alçak ve yüksek basınç kontrol anahtarı) oluşmaktadır.



Resim 3.2. Isı pompası sisteminin dış ünitesi

Deney sisteminin şematik gösterimi Şekil 3.1’de gösterilmektedir.

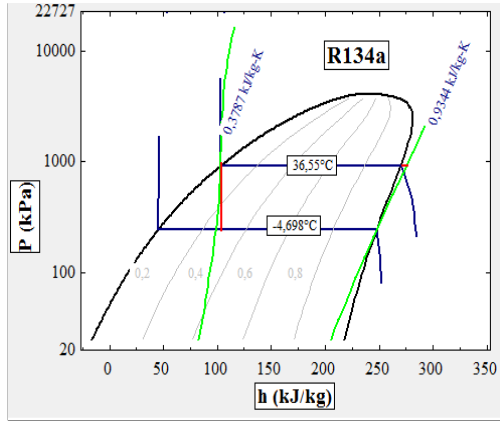


Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik gösterimi

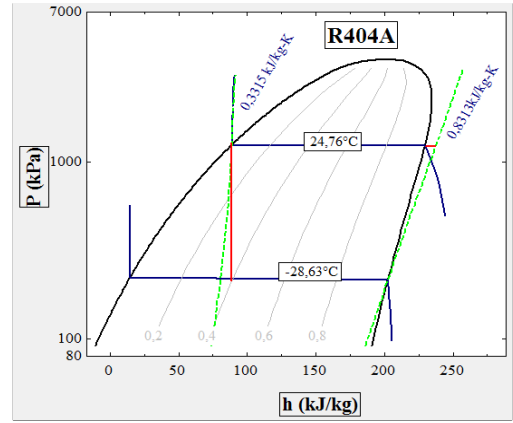
Deney sisteminde soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde düşük basınç, düşük sıcaklık ve yaklaşık olarak doymuş buhar olarak girer ve 2 halinde yüksek basınç, yüksek sıcaklık ve kızgın buhar olarak çıkar. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan dört yöllü vandan geçerek iç üniteye girer. Soğutucu akışkan, 3 halinden 4 haline geçerken ısıtılacak ortama ısı vermek suretiyle aşırı soğutulur. 4 halinde soğutucu

akışkan, kılcal tip genişleme vanasına girerek, basıncı yüksek basınçtan alçak basınca düşürülür. 5 halinde akışkan, dış üniteye girer ve dış havadan ısı çekmek suretiyle yaklaşık doymuş buhar olarak kompresöre girer.

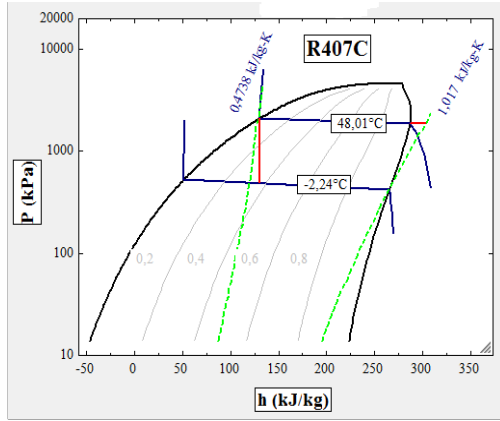
Deney sisteminde kullanılan soğutucu akışkanların 2 °C dış hava sıcaklığındaki P-h diyagramları Şekil 3.2’de, T-s diyagramları Şekil 3.3’de gösterilmektedir.



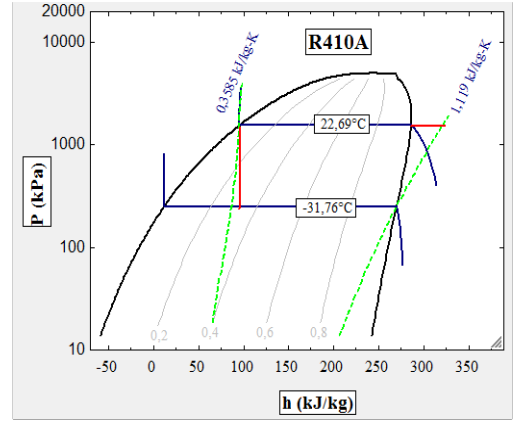
(a)



(b)

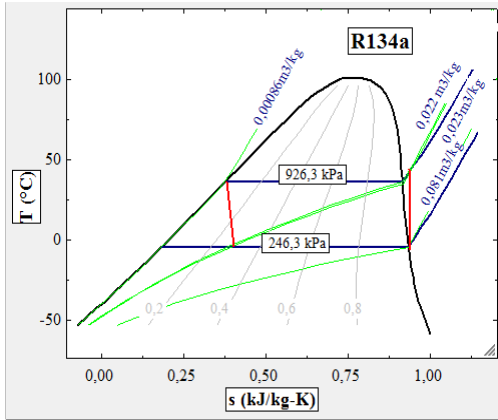


(c)

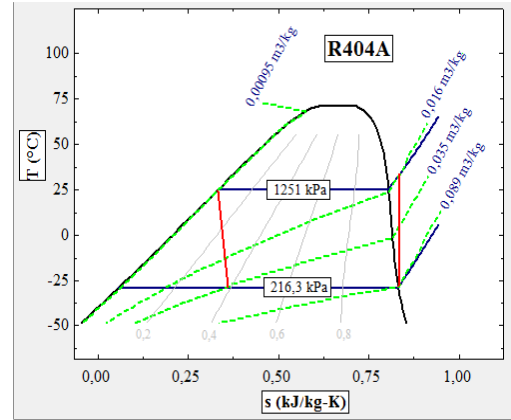


(d)

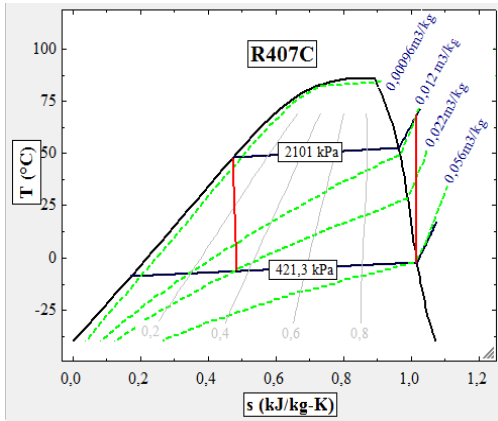
Şekil 3.2. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda 2.0 °C dış hava sıcaklığındaki P-h diyagramları



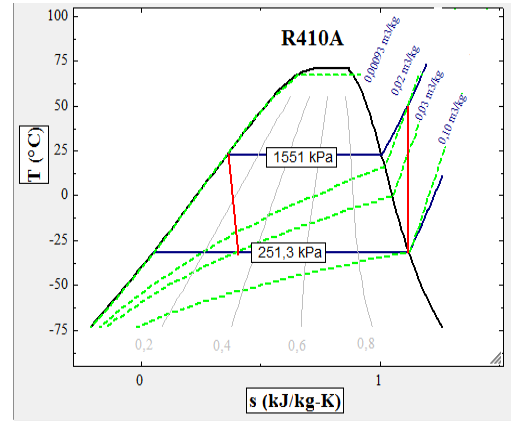
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil 3.3. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda 2.0 °C dış hava sıcaklığındaki T-s diyagramları

P-h ve T-s diyagramlarını çizmek için kompresörün giriş-çıkış gerçek basınçları kullanılmıştır. Soğutucu akışkanın doymuş buhar olarak kompresöre girdiği ve iç ünitenden çıkan soğutucu akışkanın doymuş sıvı olarak kılcal boruya girdiği varsayılmaktadır. Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'de verilen diyagramlar, ısı pompasında kullanılacak soğutucu akışkanların uygulama alanlarını kıyaslamak için verilmiştir. Diyagramlardan da görüldüğü gibi en yüksek basınç ve sıcaklık R407C soğutucu akışkanı ile elde edilirken, en düşük basınç ve sıcaklık ise R410A soğutucu akışkanı ile elde edilmektedir.

Deney sisteminde kompresör giriş-çıkış, dış ünite çıkış, kılcal giriş-çıkış, iç-dış ünite fan önü, iç ünite giriş, iç ortam ve çevre hava sıcaklıklarını ölçmek için ısıl çift kullanılmıştır. Deney tesisatındaki sıcaklıkların ölçülmesi için kullanılan ısıl çiftten gelen veriler COMET MS6D veri kayıt sistemine kayıt edilerek bilgisayara aktarılmaktadır. Sıcaklıkların ölçüldüğü veri kayıt cihazı Resim 3.3’de gösterilmektedir.



Resim 3.3. COMET MS6D Veri Kayıt Cihazı

Ayrıca deneylerde kullanılan hava-hava ısı pompasının kompresör giriş-çıkış, kılcal giriş-çıkış basınçlarını ölçen manometreler Resim 3.4’de gösterilmektedir.



Resim 3.4. Basınç Manometreleri

Hava-hava ısı pompası deneyleri, Kasım 2012 ve Nisan 2013 tarihleri arasında, dış hava şartları müsaade ettiği sürece $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki sıcaklıklarda yapılmıştır.

Sistem kararlı hale geldikten sonra her sıcaklık değeri için üç kez ölçüm alınmış, gerek grafiklerde ve gerekse termodinamik özelliklerin hesaplanmasında ortalama sıcaklık değeri kullanılmıştır. Deneysel çalışma sonucunda elde edilen sıcaklık ve basınç değerleri Engineering Equation Solver (EES-V9.172-3D) yazılımı programına girilmiştir.

Hava-hava ısı pompasının termodinamik analizinde aşağıdaki kabuller gözönünde bulundurulmuştur;

- Isı pompası sisteminin elemanlarında soğutucu akışkanın akışı sürekli ve homojen akış şartlarına göre olmaktadır.
- Kompresör ve genleşme vanasından çevreye olan ısı geçişi ihmal edilmektedir.
- Kompresörün çektiği elektriksel gücün tamamının soğutucu akışkanın sıkıştırılmasına harcadığı varsayılmıştır.
- Elemanlarda soğutucu akışkanın akışı esnasında kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişimler ihmal edilebilir derecededir.
- Aşırı soğutmanın iç ünite içinde, kızgınlığın olmadığı ve sistemde meydana gelen basınç kayıplarının ihmal edilebilir seviyede olduğu varsayılmıştır.

2.18'deki denklemde yukarıdaki varsayımlar dikkate alındığında, Termodinamik 1. kanun kompresör için aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

Burada, \dot{W}_{komp} enerji analizörü tarafından ölçülen kompresörün çektiği gücü, \dot{m}_r ısı pompası sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın kütle debisini, h_1 kompresör girişinde ve h_2 ise soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki entalpisini göstermektedir.

İç ünite kapasitesi $\dot{Q}_{\text{içünite}}$ ise,

$$\dot{Q}_{i\text{ünite}} = \dot{m}_r(h_3 - h_4) \quad (3.2)$$

Burada, h_3 ve h_4 sırasıyla iç ünite girişinde ve çıkışında soğutucu akışkanın entalpilerini göstermektedir.

Dış ünitenin dış havadan çekerek soğutucu akışkana aktardığı ısı miktarı, diğer bir ifade ile dış ünitenin ısı çekme kapasitesi,

$$\dot{Q}_{dışünite} = \dot{m}_r(h_5 - h_1) \quad (3.3)$$

Burada, h_5 ve h_1 sırasıyla dış ünite girişinde ve çıkışında soğutucu akışkanın entalpilerini göstermektedir.

Isı pompasının performansının bir ölçüsü olan Isıtma Tesir Katsayısı (ITK) aşağıdaki şekilde yazılır.

$$ITK = \frac{\dot{Q}_{i\text{ünite}}}{(\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{i\text{ünite}} + \dot{W}_{dışünite})} \quad (3.4)$$

Burada, $\dot{W}_{i\text{ünite}}$ ve $\dot{W}_{dışünite}$ sırası ile iç ünite ve dış ünite fanlarının çektiği elektrik enerjisi miktarını göstermektedir. Bu değerler enerji analizörü tarafından ölçülmektedir ve fanların devri sabit olmasından dolayı;

$$\dot{W}_{i\text{ünite}} = 0,176 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{dışünite} = 0,088 \text{ kW}$$

sabit değerleri elde etmektedir.

(2.22) ve (2.23) denklemleri kompresöre uygulandığında, kompresörde meydana gelen tersinmezlik;

$$I_{comp} = T_o \dot{m}_r (s_2 - s_1) \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

T_0 = Dış hava sıcaklığı

\dot{m}_r = Sistemde dolaşan soğutucu akışkan kütle debisi

s_2 = Kompresör çıkışındaki entropi

s_1 = Kompresör girişindeki entropi

Dış ünite tersinmezliği ise;

$$I_{\text{dışünite}} = T_0 \dot{m}_r \left(s_1 - s_2 + \frac{h_2 - h_1}{T_0} \right) \quad (3.6)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

s_5 = dış ünite girişindeki entropi

h_5 = dış ünite girişindeki entalpi

h_1 = dış ünite çıkışındaki entalpi

Açık sistemde için genleşme vanası tersinmezliği;

$$I_{\text{TEV}} = T_0 \dot{m}_r (s_5 - s_4) \quad (3.7)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

s_4 = iç ünite çıkışındaki entropi

Açık sistem için iç ünite tersinmezliği ise;

$$I_{\text{içünite}} = T_i \dot{m}_r \left(s_4 - s_3 + \frac{h_3 - h_4}{T_i} \right) \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada,

T_i = iç ortam sıcaklığı

h_3 = iç ünite girişindeki entalpi

h_4 = iç ünite çıkışındaki entalpi

s_3 = iç ünite girişindeki entropi

3.1. Hata Analizi ve Belirsizlik

Deneysel hatalar üç grupta sınıflandırılır. Bunlar; kişilerden kaynaklanan (dikkatsizlik, tecrübesizlik vb.), sabit ve sistematik olan (tekrarlı okumalarda görülen) ve rastgele hatalardır (cihazın ısınması vb.). Hata analizi; sabit ve rastgele hataları belirleyerek bu hataların deneysel sonuçlar üzerindeki etkilerinin tespit edilmesidir.

Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen hassas bir yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük, R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olmaktadır. Bu durumda;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.9)$$

olarak yazılmaktadır (Kline ve McClintock, 1953).

Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları ise $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise;

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right) \right]^2 + \dots + \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right) \right]^2 \quad (3.10)$$

şeklinde yazılmaktadır.

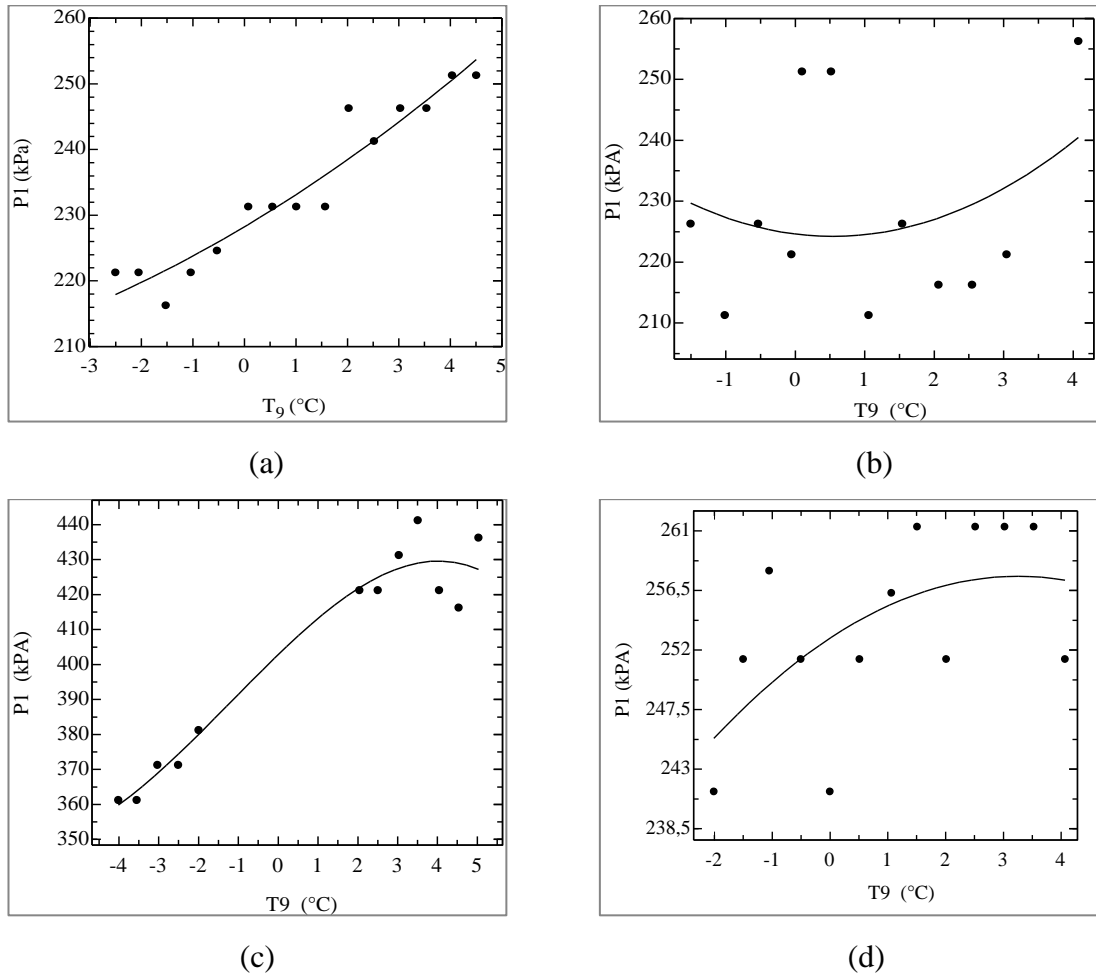
Yapılan deneyler aşamasında ölçülen parametrelerde meydana gelen hata oranları hesaplanan değerlere (3.10) denkleminde göre yansıtılmış ve Çizelge 3.1'deki hata oranları elde edilmiştir.

Çizelge 3.1. Deneyleer sırasında meydana gelen toplam hata miktarları

Hata Oluşturan Parametreler	Toplam Hata
Kütlesel debi ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata (W_m)	$\pm\%3.1$
İç ünite kapasitesinin ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata (W_{Q_i})	$\pm\%3.1$
Dış ünite kapasitesinin ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata (W_{Q_d})	$\pm\%3.1$
Tersinmezliğin ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata (W_I)	$\pm\%4.2$
Toplam gücün ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata (W_t)	$\pm\%1.3$
ITK ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata (W_{ITK})	$\pm\%3.3$

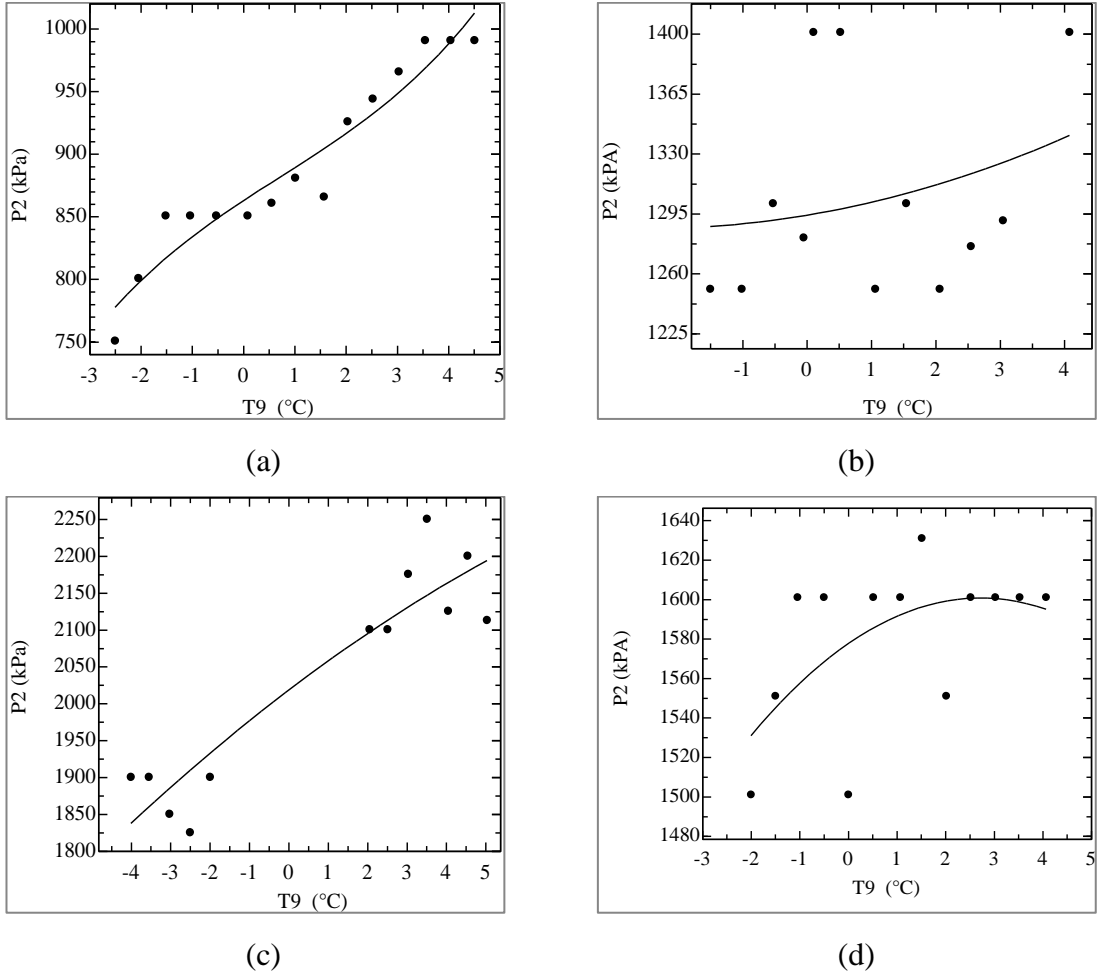
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

-5 °C / 5 °C arasındaki dış hava sıcaklıklarında, soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A'nın kullanıldığı HHIP ile deneyler yapılmış ve elde edilen sonuçların analizi enerji sistemlerinin analizinde en yaygın yöntem olan Engineering Equation Solver (EES-V9.172-3D) kullanılarak geliştirilen bir bilgisayar programı ile yapılmıştır. Sonuç olarak iç ünitenin ısıtma kapasitesi, dış ünitenin ısı çekme kapasitesi, ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı (ITK), toplam tersinmezlik, kompresör giriş-çıkış basıncı, kompresörün tükettiği güç, iç ünite tersinmezliği, dış ünite tersinmezliği, genleşme vanası tersinmezliği hesaplanarak bu hesaplanan değerlerin dış hava sıcaklığına göre değişimleri incelenmiştir.



Şekil 4.1. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda kompresör giriş basıncının dış hava sıcaklığına göre değişimi

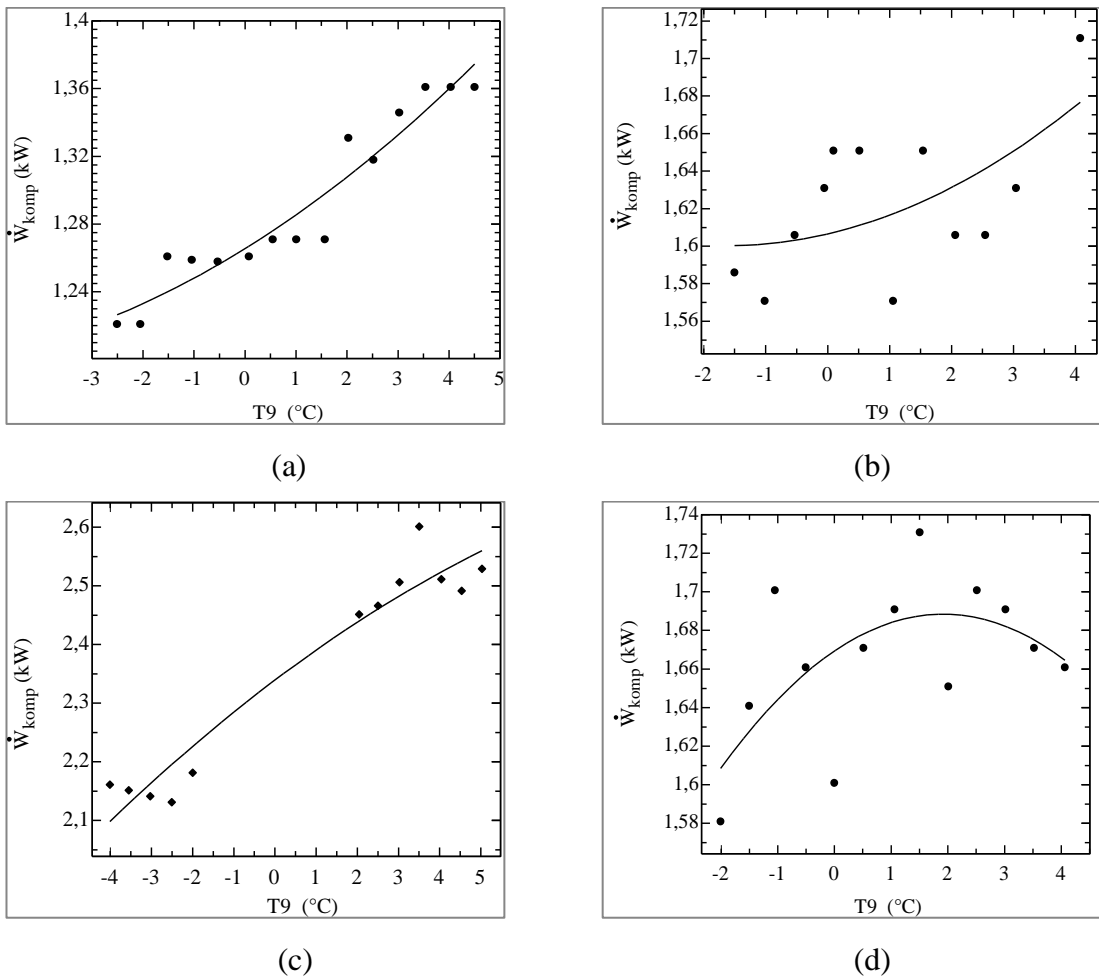
Şekil 4.1 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda kompresör giriş basıncının dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.1a'da dış hava sıcaklığı $-2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken kompresör giriş basıncı R134A soğutucu akışkanı için 221-251 kPa arasında değişmektedir. Dış hava sıcaklığı arttığında kompresör giriş basıncı da artmaktadır. Dış hava sıcaklığı arttığı zaman, soğutucu akışkana daha fazla ısı transfer edileceği için soğutucu akışkanın doyma sıcaklığı yükselmekte ve sonuç olarak doyma sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncı artmaktadır. Ortalama olarak sıcaklığın %280 artmasına karşın basınçtaki artma sadece %13.5 civarındadır. Şekil 4.1b'de $-1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişen dış hava sıcaklıklarında kompresör giriş basıncı R404A soğutucu akışkanı için 230-240 kPa arasında değişmektedir. Artan dış hava sıcaklıklarında kompresör giriş basıncındaki artma ortalama %4.34 civarında olmaktadır. Şekil 4.1c'de dış hava sıcaklığı $-4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken, R407C soğutucu akışkanı kullanılması durumunda kompresör giriş basıncı 360-430 kPa arasında değişmektedir. Dış hava sıcaklığı arttığında kompresör giriş basıncının artma hızı azalmaktadır. Kompresör giriş basıncı $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 430 kPa olarak maksimum değerini almakta olup basınçtaki artma yaklaşık %20 civarında olmaktadır. R410A soğutucu akışkanının kullanılması durumunda, Şekil 4.1d'de görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı $-2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken kompresör giriş basıncı 245-258 kPa arasında değişmektedir. Artan dış hava sıcaklıklarında kompresör giriş basıncının artma hızı azalmaktadır. Kompresör giriş basıncındaki artma yaklaşık %5.3 civarında olmaktadır. Ayrıca, en yüksek kompresör giriş basınçlarının R407C soğutucu akışkanının kullanılması ve en düşük kompresör giriş basınçlarının ise R404A soğutucu akışkanının kullanılması durumunda elde edildiği Şekil 4.1'ün tamamı analiz edildiğinde görülmektedir.



Şekil 4.2. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda kompresör çıkış basıncının dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.2 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda kompresör çıkış basıncının dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Soğutucu akışkana, dış hava sıcaklığının artması ile beraber transfer edilen ısı miktarı, kompresör giriş basıncını olduğu kadar çıkış basıncını da yükseltmektedir. Şekil 4.2’de görüldüğü gibi ortalama değer olarak artan dış hava sıcaklıklarında ısı pompasında kullanılan bütün soğutucu akışkanlar için kompresör çıkış basıncı artmaktadır. R134A soğutucu akışkanının kullanılması durumunda, kompresör çıkış basıncının artma hızı, diğer sıcaklıklarla kıyaslandığında 2.0 °C ile 4.5 °C arasındaki sıcaklıklarda daha fazla olmaktadır. -2.5 °C ile 4.5 °C arasındaki dış hava sıcaklıklarında kompresör çıkış basıncındaki toplam artma miktarı yaklaşık %32 olmaktadır. Şekil 4.2b’de görüldüğü gibi R404A soğutucu akışkanı için -1.5 °C

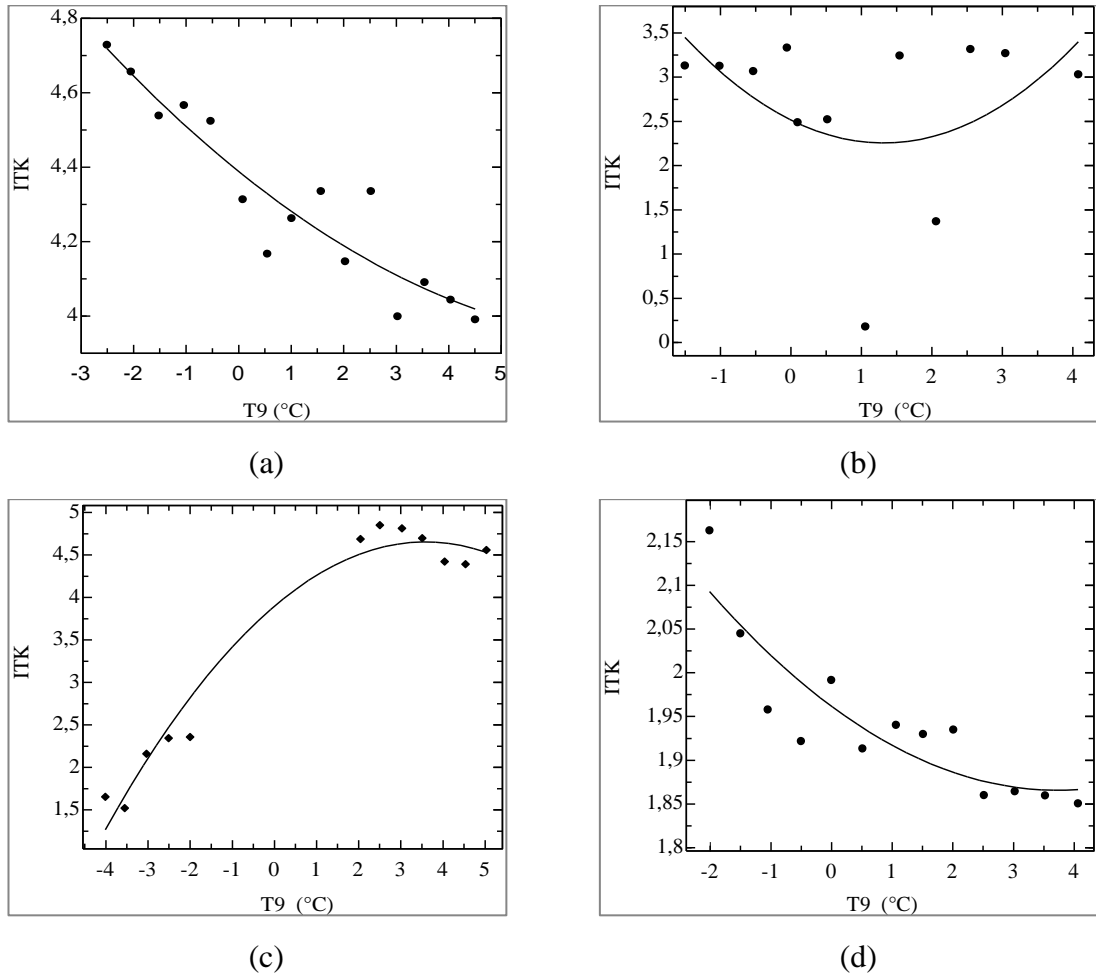
ile 4.0 °C arasındaki dış hava sıcaklıklarında, kompresör çıkış basıncındaki toplam artma miktarı yaklaşık %4.74 olmaktadır. Şekil 4.2c'de dış hava sıcaklığı -4.0 °C ile 5.0 °C arasında değişirken R407C soğutucu akışkanı için kompresör çıkış basıncı 1850 ile 2200 kPa arasında değişmektedir. Kompresör çıkış basıncı -4.0 °C'de 1850 kPa olarak minimum değerdedir. 5.0 °C'de 2200 kPa ile maksimum değerinde olan kompresör çıkış basıncındaki artma miktarı yaklaşık %18.91 olmaktadır. Şekil 4.2d'de ise R410A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda, -2.0 °C ile 4.0 °C arasındaki dış hava sıcaklıklarında, kompresör çıkış basıncı 1510-1600 kPa arasında değişmektedir. Artan dış hava sıcaklıklarında kompresör çıkış basıncının artma hızı azalmaktadır. Şekil 4.1'de olduğu gibi en yüksek kompresör çıkış basınçları R407C soğutucu akışkanının kullanılmasında elde edilmekte, fakat en düşük kompresör çıkış basınçları ise R134A soğutucu akışkanı ile elde edilmektedir.



Şekil 4.3. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda kompresörün tükettiği gücün dış hava sıcaklığına göre değişimi

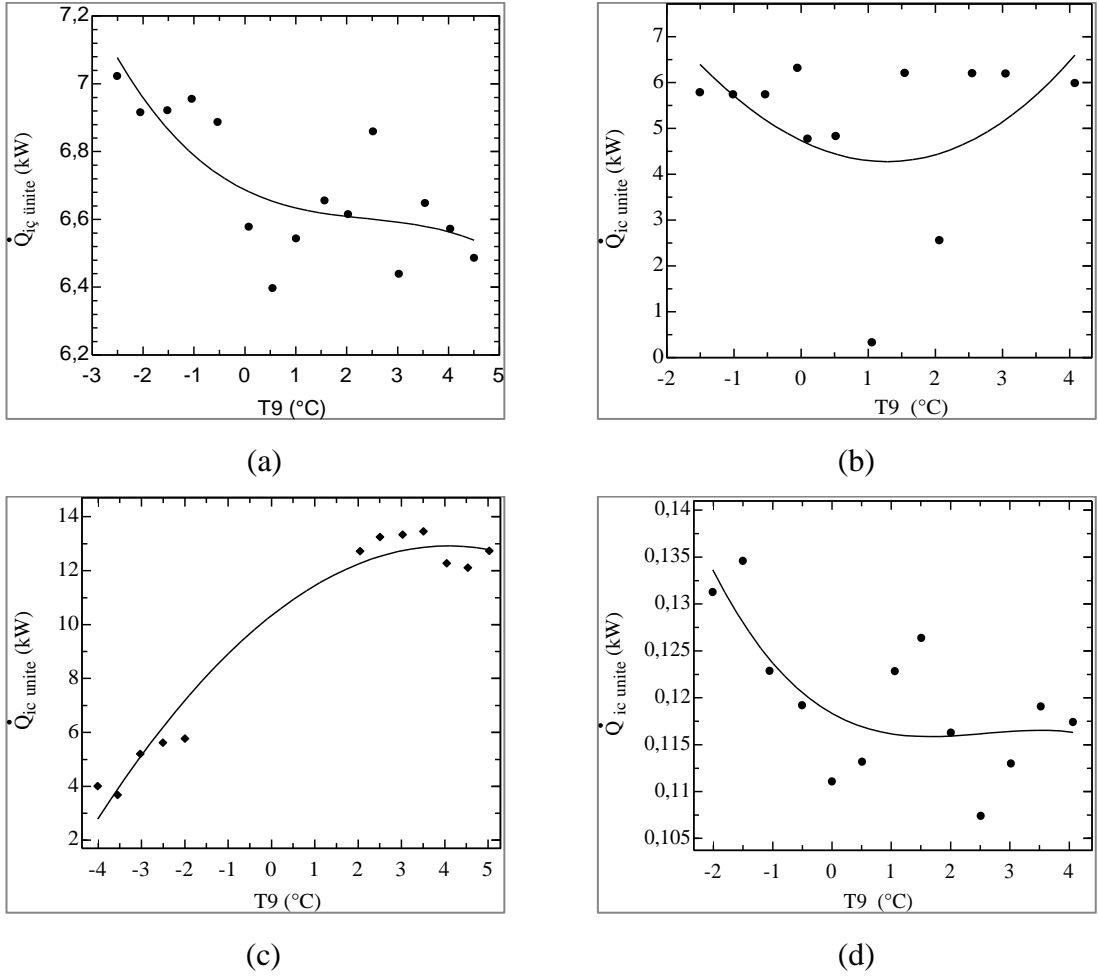
Şekil 4.3 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda kompresörün tükettiği gücün dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.3a'da görüldüğü gibi R134A soğutucu akışkanın için dış hava sıcaklığı arttıkça, kompresör çıkış basıncının giriş basıncına oranı, diğer bir ifade ile kompresörün basınç oranı artmaktadır. Kompresörün basınç oranı ne kadar artarsa, kompresörün çektiği güç' de o oranda artmaktadır. -2.5 °C ile 4.5 °C arasında değişen dış hava sıcaklıklarında kompresörün çektiği enerji miktarında yaklaşık %11.4 artma olmaktadır. Şekil 4.3b'de R404A soğutucu akışkanı için sıcaklık arttıkça kompresörün tükettiği güç artmaktadır. Artan dış hava sıcaklıklarında kompresörün tükettiği güç 1.60 ile 1.68 kW arasında değişmekte olup kompresörün tükettiği güç maksimum değerini 4.0 °C'de 1.68 kW, minimum

değerini $-1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 1.60 kW olarak almaktadır. Sıcaklığın artmasına karşın kompresörün tükettiği güçteki artış oranı yaklaşık %5 civarındadır. Şekil 4.3c'de artan dış hava sıcaklıklarında R407C soğutucu akışkanı kullanılması durumunda kompresörün çektiği güç 2.1 ile 2.5 kW arasında değişmekte olup $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de yaklaşık olarak 2.5 kW ile en büyük değerini almaktadır. $-4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki dış hava sıcaklıklarında kompresörün çektiği enerji miktarında yaklaşık %21.4 artma olmaktadır. Şekil 4.3d'de soğutucu akışkan olarak R410A kullanılması durumunda $-2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında kompresörün tükettiği güç artmakta olup en büyük değerini $2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 1.68 kW olarak almaktadır. $2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında kompresörün çektiği güç azalmaktadır.



Şekil 4.4. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda ısıtma tesir katsayısının dış hava sıcaklığına göre değişimi

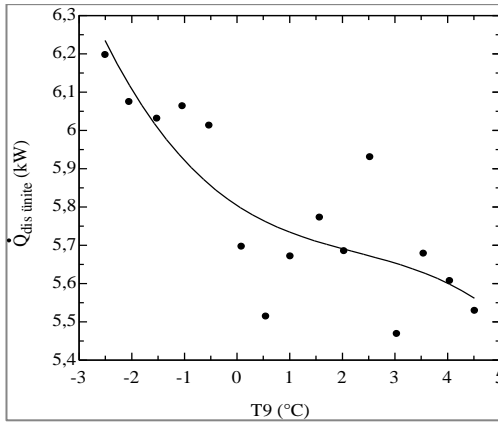
Şekil 4.4 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda ısıtma tesir katsayısının dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.4a'da HHIP'nin performansının bir ölçüsü olan ısıtma tesir katsayısı R134A soğutucu akışkan için artan dış hava sıcaklıklarında azalmaktadır. Artan dış hava sıcaklıklarında, kompresörün çektiği gücün artması ve buna karşın iç ünitenin kapasitesinin azalması sonucu ITK azalır. HHIP'nin ısıtma tesir katsayısı değeri 4 ile 4.7 arasında değişmektedir. Şekil 4.4b'de -1.5 °C ile 1.0 °C arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında ısıtma tesir katsayısı R404A soğutucu akışkan için azalmakta olup 1.0 °C ile 4.0 °C arasındaki dış hava sıcaklıklarında artmaktadır. HHIP'nin ısıtma tesir katsayısı 2.5 ile 3.5 arasında değerler almaktadır. Şekil 4.4c'de dış hava sıcaklığı -4.0 °C ile 5.0 °C arasında değişirken, R407C soğutucu akışkan kullanılması durumunda ısıtma tesir katsayısı 1.5 ile 4.5 arasında değerler almaktadır. Dış hava sıcaklığı arttığında ITK değeri artmaktadır. Artan dış hava sıcaklıklarında ısıtma tesir katsayısının artma hızı azalmaktadır. Şekil 4.4d'de -2.0 °C ile 4.0 °C arasında değişen dış hava sıcaklıklarında ısıtma tesir katsayısı R410A soğutucu akışkan için 1.85 ile 2.10 arasında değişmektedir. Artan dış hava sıcaklıklarında ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır. Isıtma tesir katsayısındaki azalma yaklaşık %11.9 oranında olmaktadır.



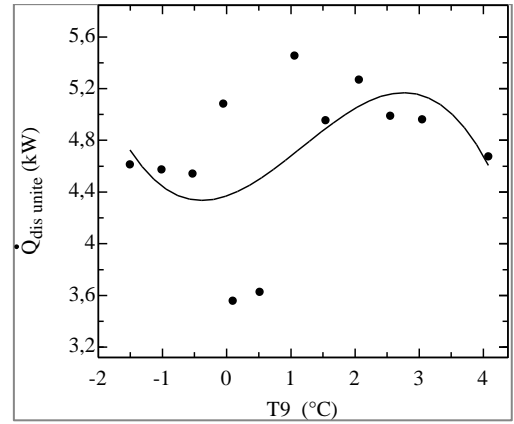
Şekil 4.5. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda iç ünite kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.5 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda iç ünite kapasitesinin, diğer bir ifade ile iç ünitenin ısıtılacak ortama verdiği ısı miktarının dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.5a'da R134A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda, -2.5 °C ile 4.5 °C arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında ortalama olarak iç ünitenin kapasitesi azalmaktadır. Belirtilen dış hava sıcaklık aralığında kapasite azalması yaklaşık olarak %7.04 oranında olmaktadır. Şekil 4.5b'de görüldüğü gibi R404A soğutucu akışkanı için -1.5 °C ile 1.0 °C arasındaki artan dış hava sıcaklık aralığında iç ünitenin kapasitesi azalmakta olup 1.0 °C'de iç ünite kapasitesi yaklaşık 4.5 kW olarak minimum değerini almaktadır. 1.0 °C ile 4.0 °C arasındaki artan dış hava sıcaklık aralığında iç ünite kapasitesi artmaktadır. İç ünite kapasitesi maksimum değerini

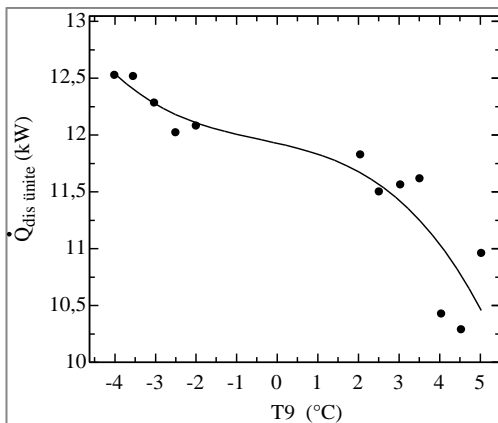
-1.5 °C ile 4.0 °C'de 6.5 kW olarak almaktadır. Şekil 4.5c'de -4.0 °C ile 5.0 °C arasında değişen dış hava sıcaklıklarında R407C soğutucu akışkanı kullanılması durumunda iç ünitenin kapasitesi artmaktadır. Artan dış hava sıcaklıklarında iç ünite kapasitesi 3 ile 13 kW arasında değişmektedir. -4.0 °C'de yaklaşık 3 kW olarak minimum değerini alan iç ünite kapasitesi 5.0 °C'de 13 kW olarak maksimum değerine ulaşmaktadır. Şekil 4.5d'de R410A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda -2.0 °C ile 1.5 °C arasında değişen dış hava sıcaklıklarında ortalama olarak iç ünitenin kapasitesi azalmaktadır. Belirtilen dış hava sıcaklık aralığında kapasite azalması yaklaşık olarak %14.81 oranında olmaktadır. 2.0 °C'den sonraki sıcaklıklarda çok azda olsa artma eğilimindedir.



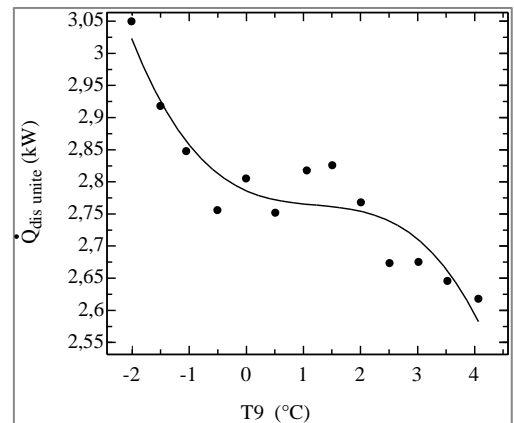
(a)



(b)



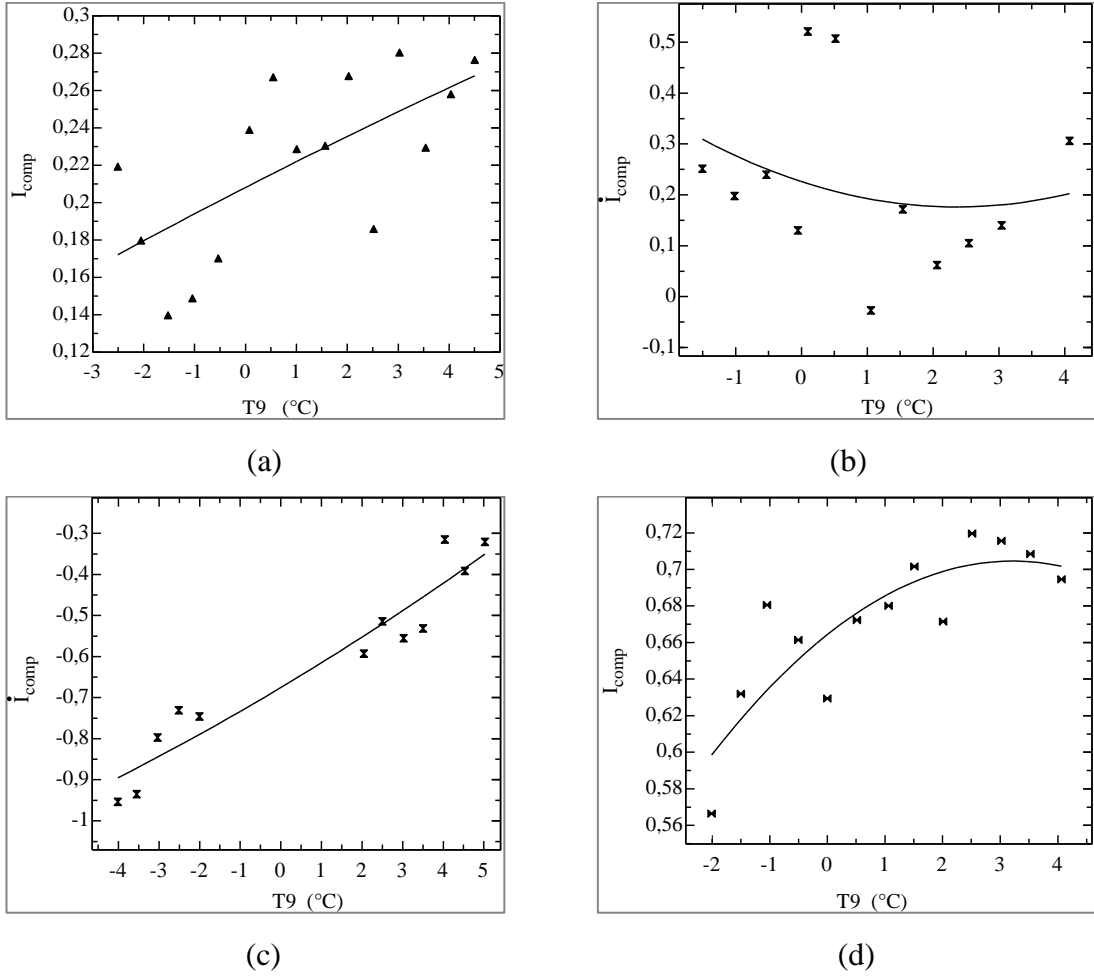
(c)



(d)

Şekil 4.6. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda dış ünite kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

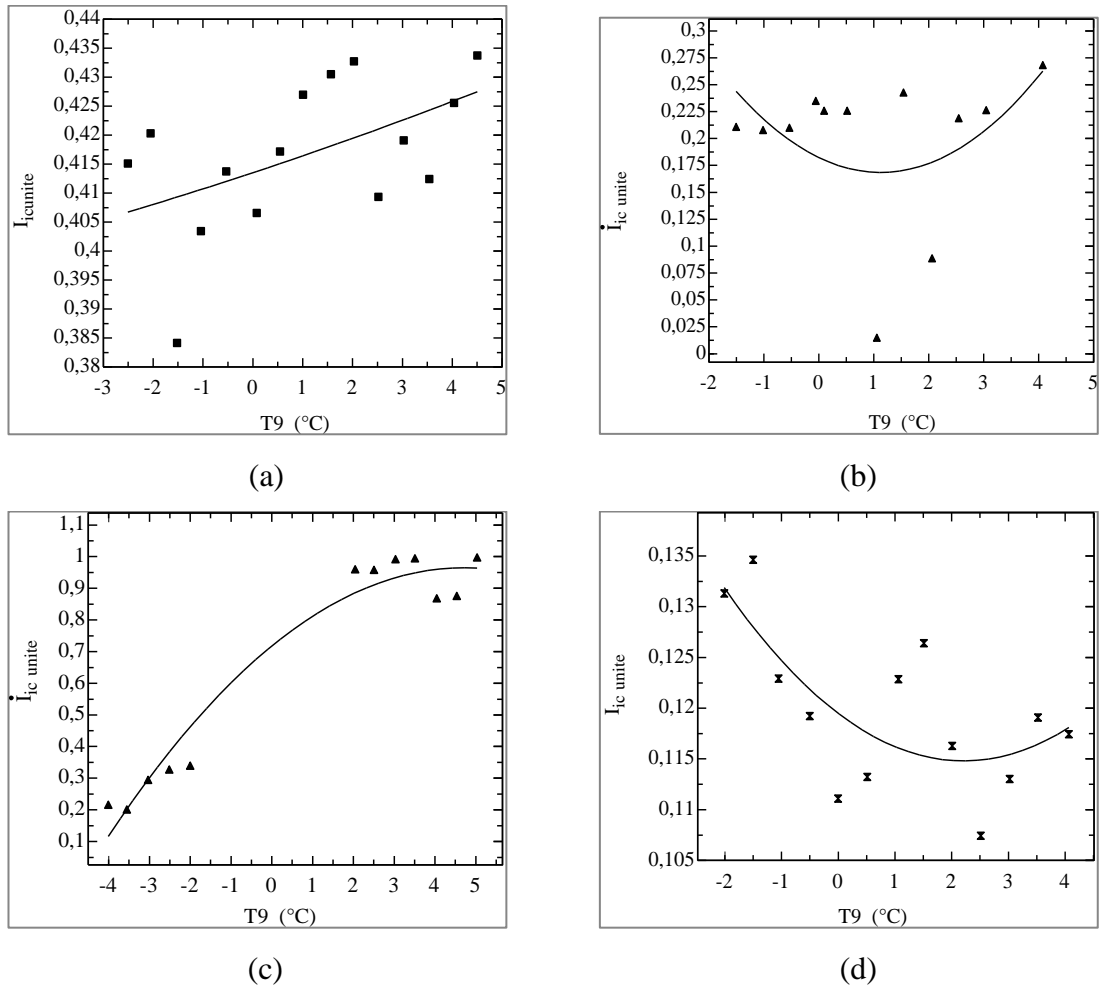
Şekil 4.6 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda dış ünitenin çevre havadan çektiği ısı miktarının dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Teorik olarak dış hava sıcaklığı arttığı zaman, iç üniteye dolaşan akışkanın doyma sıcaklığı ile dış hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının artmasından dolayı dış ünitenin çevre havadan daha fazla ısı çekmesi gerekir. Buna karşın şekil 4.6a'da dış hava sıcaklığı $-2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken dış ünitenin ısı çekme kapasitesi R134A soğutucu akışkanı için 5.55 kW ile 6.2 kW arasında değişmektedir. $-2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de dış ünitenin çektiği ısı miktarı yaklaşık 6.2 kW olarak en büyük değerdedir ve dış hava sıcaklığının artması ile beraber dış ünitenin ısı çekme kapasitesi azalmaktadır. Artan dış hava sıcaklık aralığında dış ünitenin ısı çekme kapasitesindeki azalma %10.4 oranında olmaktadır. Şekil 4.6b'de R404A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda $-1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de dış ünitenin çektiği ısı miktarı 4.6 kW , dış hava sıcaklığının $-0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar artmasıyla beraber dış ünitenin ısı çekme kapasitesi azalarak 4.4 kW olarak minimum değerini almaktadır. $-0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $3.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında dış ünitenin ısı çekme kapasitesi artmakta olup $3.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de dış ünitenin çektiği ısı miktarı yaklaşık 5.2 kW olarak en büyük değerini almaktadır. $3.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki dış hava sıcaklıklarında dış ünitenin ısı çekme kapasitesi azalmaktadır. Şekil 4.6c'de dış hava sıcaklığı $-4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken R407C soğutucu akışkanı kullanılması durumunda dış ünitenin çevre havadan çektiği ısı miktarı 10.5 ile 12.5 kW arasında değişmektedir. $-4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de dış ünitenin çektiği ısı miktarı yaklaşık 12.5 kW olarak en büyük değerini almaktadır. Dış hava sıcaklığı arttıkça dış ünitenin çevre havadan çektiği ısı miktarı azalmakta olup $1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki sıcaklıklarda diğer sıcaklıklarla kıyaslandığında azalma hızı daha fazladır. Dış ünitenin ısı çekme kapasitesi yaklaşık %16 oranında azalmaktadır. Şekil 4.6d'de R410A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda $-2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de dış ünitenin çektiği ısı miktarı yaklaşık 3.05 kW olarak en büyük değerdedir ve dış hava sıcaklığının artması ile beraber dış ünitenin ısı çekme kapasitesi azalmaktadır. Dış ünitenin ısı çekme kapasitesindeki azalma hızı diğer sıcaklıklarla kıyaslandığında en fazla $1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki sıcaklıklarda olmaktadır. Dış hava sıcaklıklarının $-2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki değerlerinde ortalama olarak dış ünitenin ısı çekme kapasitesi yaklaşık %14.75 oranında azalmaktadır.



Şekil 4.7. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda kompresör tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.7 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda kompresör tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.7a'da dış hava sıcaklığı $-2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken R134A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda kompresör tersinmezliği 0.17 ile 0.27 arasında değerler almaktadır. Dış hava sıcaklığı arttıkça kompresör tersinmezliği artmaktadır. Artan dış hava sıcaklık aralığında kompresör tersinmezliğinde yaklaşık %58 artma olmaktadır. Şekil 4.7b'de $-1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişen dış hava sıcaklıklarında kompresör tersinmezliği R404A soğutucu akışkanı için 0.15 ile 0.30 arasında değerler almaktadır. $-1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında kompresör tersinmezliği azalmakta olup $2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den sonraki dış hava sıcaklıklarında artmaktadır. Şekil 4.7c'de R407C soğutucu akışkanı

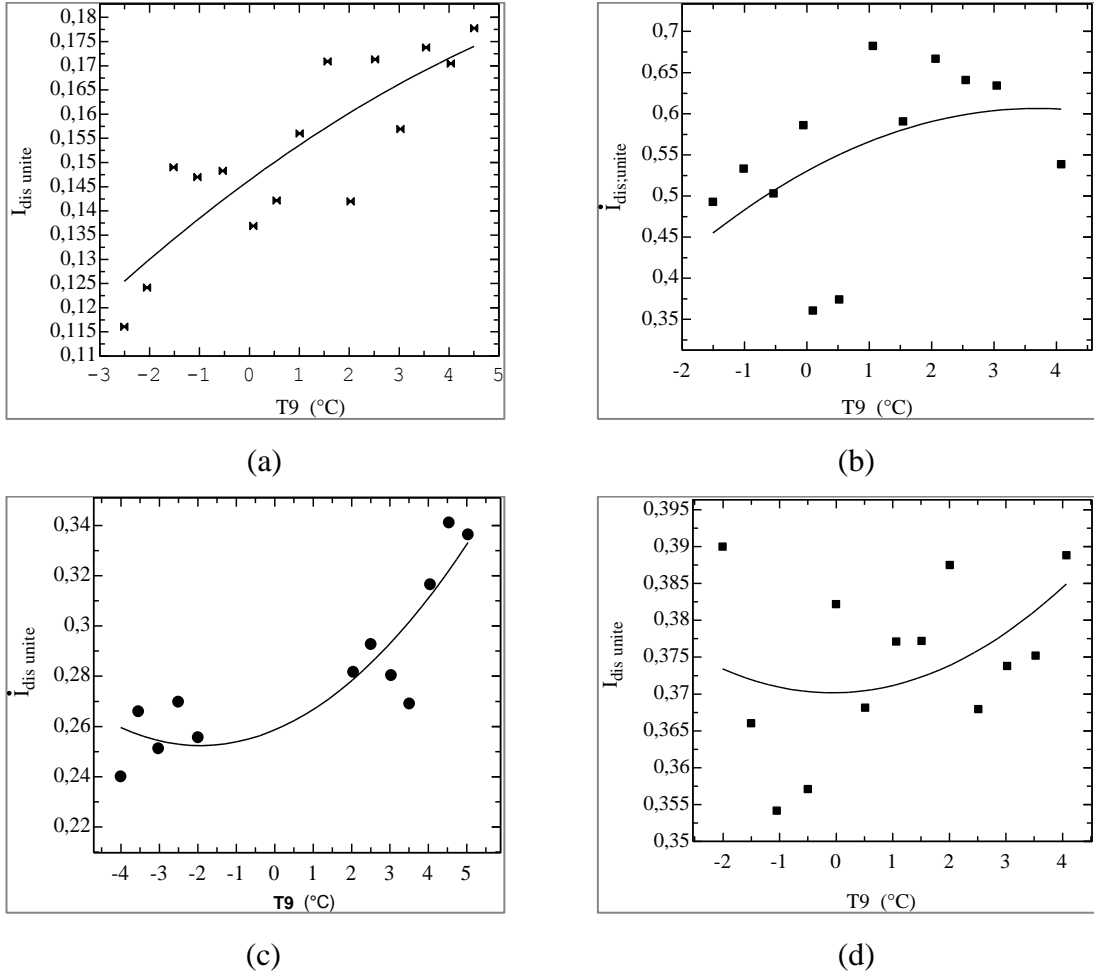
kullanılması durumunda dış hava sıcaklığı arttığında kompresör tersinmezliği de artmaktadır. Dış hava sıcaklığı $-4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken kompresör tersinmezliği -0.9 ile -0.35 arasında değerler almaktadır. Şekil 4.7d'de dış hava sıcaklığı $-2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken R410A soğutucu akışkanı için kompresör tersinmezliği 0.60 ile 0.70 arasında değerler almaktadır. $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de kompresör tersinmezliği yaklaşık olarak 0.7 ile en büyük değerini almaktadır. Artan dış hava sıcaklıklarında kompresör tersinmezliğinin artma hızı azalmaktadır. Kompresör tersinmezliğinde yaklaşık %16.66 artma olmaktadır.



Şekil 4.8. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda iç ünite tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.8 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda iç ünite tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimini

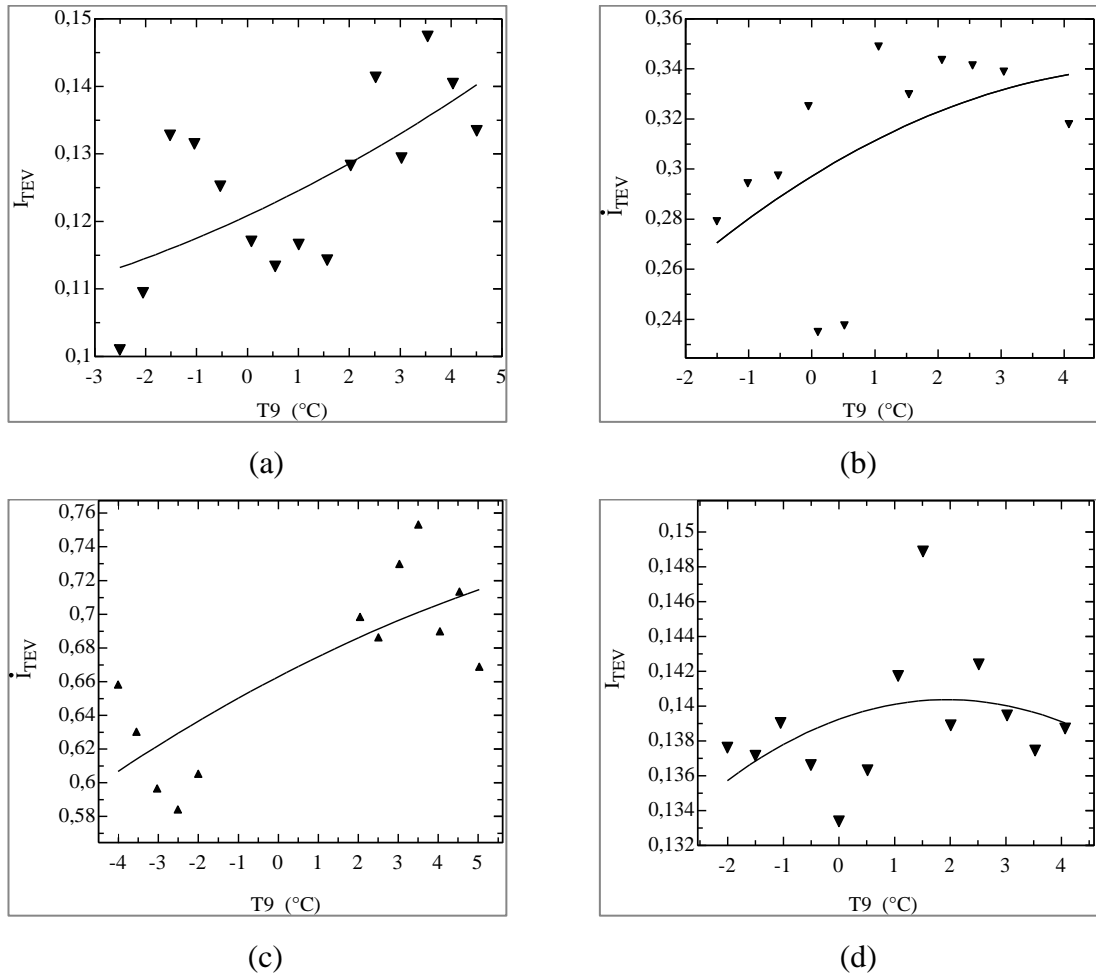
göstermektedir. Şekil 4.8a'da dış hava sıcaklığı $-2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken iç ünite tersinmezliği R134A soğutucu akışkanı için yaklaşık 0.405 ile 0.430 arasında değerler almaktadır. Dış hava sıcaklığı arttıkça iç ünite tersinmezliği artmaktadır. $-2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de iç ünite tersinmezliği 0.405 olarak minimum değerdedir. HHIP'nin iç ünite tersinmezliğindeki artma yaklaşık %6.17 civarında olmaktadır. Şekil 4.8b'de R404A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda $-1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında azalmakta olan iç ünite tersinmezliği $1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki sıcaklıklarda artmaktadır. $1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ dış hava sıcaklığında 0.175 olarak minimum değerini alan iç ünite tersinmezliği $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 0.275 olarak maksimum değerini almaktadır. Şekil 4.8c'de dış hava sıcaklığının artması ile birlikte iç ünite tersinmezliğinin artma hızı azalmaktadır. Dış hava sıcaklığı $-4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken R407C soğutucu akışkanı için iç ünite tersinmezliği 0.10 ile 1.0 arasında değerler almaktadır. İç ünite tersinmezliği $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de maksimum değerini almaktadır. Şekil 4.8d'de R410A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda $-2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki dış hava sıcaklıklarında azalan iç ünite tersinmezliği $2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den sonra artmaktadır. $2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 0.115 olarak minimum değerini alan iç ünite tersinmezliği, $-2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 0.130 olarak maksimum değerini almaktadır.



Şekil 4.9. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda dış ünite tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.9 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda dış ünite tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.9a'da R134A soğutucu akışkan kullanılması durumunda dış hava sıcaklığı arttıkça dış ünite tersinmezliği artma hızı azda olsa azalmaktadır. Dış ünite tersinmezliği 0.125 ile 0.175 arasında değerler almaktadır. 4.5 °C'de dış ünite tersinmezliği 0.175 olarak maksimum değerini almaktadır. -2.5 °C ile 4.5 °C arasında değişen dış hava sıcaklıklarında dış ünite tersinmezliğinde yaklaşık %40 artma olmaktadır. Şekil 4.9b'de -1.5 °C ile 4.0 °C arasında değişen dış hava sıcaklıklarında dış ünite tersinmezliği R404A soğutucu akışkan için 0.45 ile 0.60 arasında değerler almaktadır. Artan dış hava sıcaklıklarında dış ünite tersinmezliğinin artma hızı azalmaktadır. -1.5 °C'de dış ünite tersinmezliği minimum değerdedir. Dış ünite tersinmezliğinde yaklaşık %33.3 artma olmaktadır. Şekil

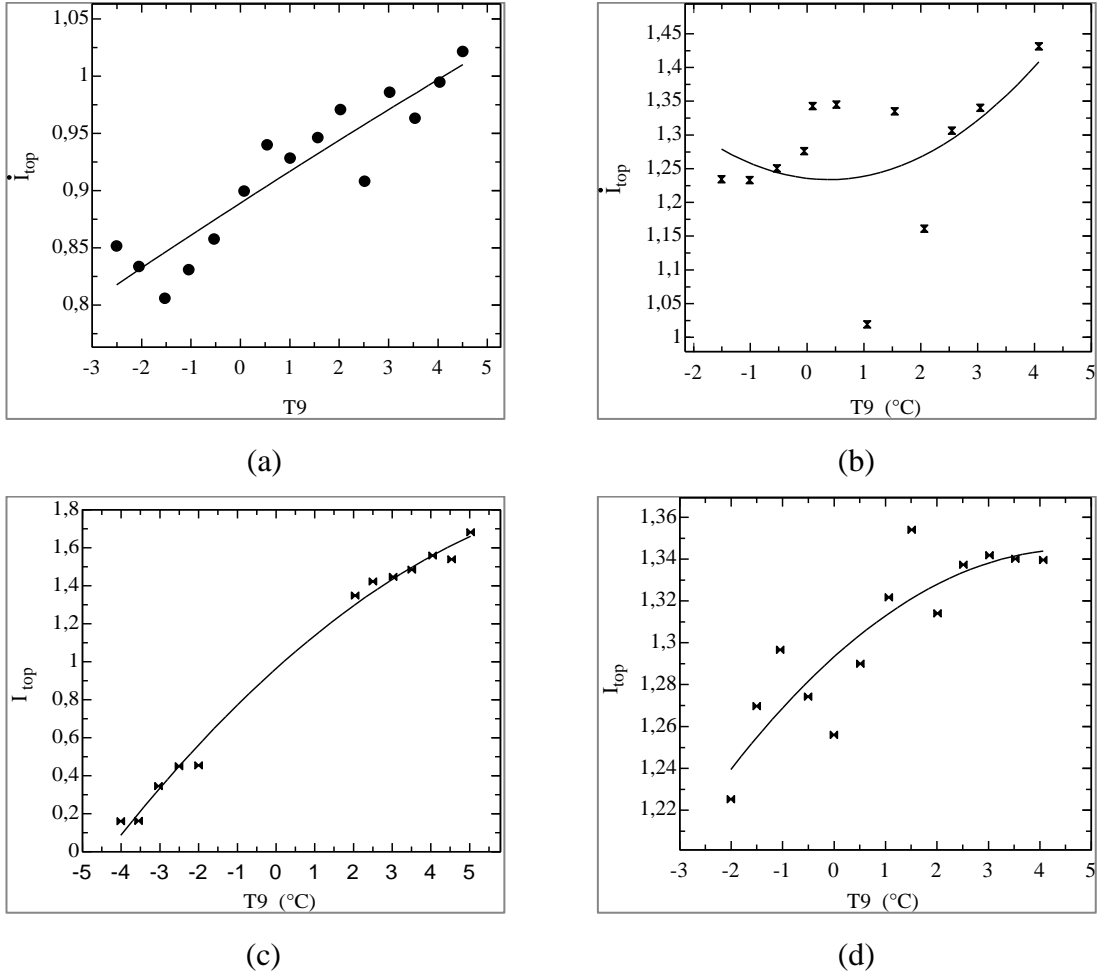
4.9c’de görüldüğü gibi R407C soğutucu akışkanı için $-4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında azalmakta olan dış ünite tersinmezliği $-2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den sonra artmaktadır. Dış ünite tersinmezliği minimum değerini $-2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de 0.25 olarak, maksimum değerini $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de 0.34 olarak almaktadır. Şekil 4.9d’de $-2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişen dış hava sıcaklıklarında dış ünite tersinmezliği R410A soğutucu akışkanı için 0.370 ile 0.385 arasında değerler almaktadır. $-2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki dış hava sıcaklıklarında dış ünite tersinmezliği azalırken, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki dış hava sıcaklıklarında artmakta olup artış miktarı yaklaşık %4.05 civarındadır.



Şekil 4.10. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda genişleme vanası tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.10 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda genişleme vanası tersinmezliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.10a’da R134A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda

dış hava sıcaklığı arttıkça genişleme vanası tersinmezliği artmaktadır. Genleşme vanası tersinmezliği yaklaşık 0.11 ile 0.14 arasında değerler almaktadır. 4.5 °C'de genişleme vanası tersinmezliği 0.14 olarak maksimum değerini almaktadır. Genleşme vanası tersinmezliğindeki artma oranı %27 civarında olmaktadır. Şekil 4.10b'de dış hava sıcaklığı -1.5 °C ile 4.0 °C arasında değişirken R404A soğutucu akışkanı için genişleme vanası tersinmezliği 0.27 ile 0.34 arasında değerler almaktadır. Ortalama değer olarak artan dış hava sıcaklıklarında genişleme vanası tersinmezliğinin artma hızı azalmaktadır. Tersinmezliğindeki toplam artma miktarı %25 civarında olmaktadır. Şekil 4.10c'de genişleme vanası tersinmezliği R407C soğutucu akışkanı için 0.61 ile 0.72 arasında değerler almaktadır. Tersinmezliğin artma hızı çok azda olsa azalmakta olup tersinmezlikteki artma %18 civarında olmaktadır. Şekil 4.10d'de dış hava sıcaklığı -2.0 °C ile 2.0 °C arasında değişirken genişleme vanası tersinmezliği R410A soğutucu akışkanı için, 2.0 °C'den sonra azalmaktadır. Genleşme vanası tersinmezliği maksimum değerini 2.0 °C'de 0.14 olarak almaktadır.



Şekil 4.11. Soğutucu akışkan olarak (a) R134A, (b) R404A, (c) R407C, (d) R410A kullanılması durumunda toplam tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.11 soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A kullanılması durumunda toplam tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.11a'da dış hava sıcaklığı arttıkça toplam tersinmezlik artmaktadır. R134A soğutucu akışkan kullanımında artan dış hava sıcaklıklarında tersinmezlik yaklaşık olarak 0.82 ile 1.0 arasında değerler almaktadır. Toplam tersinmezlik maksimum değerini 4.5 °C'de almaktadır. Tersinmezlikteki artma oranı yaklaşık %21 civarında olmaktadır. Şekil 4.11b'de görüldüğü gibi R404A soğutucu akışkanı için -1.5 °C ile 0.5 °C arasında dış hava sıcaklıklarında toplam tersinmezlik azda olsa azalmakta olup 0.5 °C ile 4.0 °C arasındaki dış hava sıcaklıklarında artmaktadır. 4.0 °C'de 1.42 olarak en büyük değerini, 0.5 °C'de 1.25 olarak minimum değerini almaktadır. Toplam tersinmezlikteki artma yaklaşık %11.80

civarındadır. Şekil 4.11c’de dış hava sıcaklığı $-4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken, toplam tersinmezlik R407C soğutucu akışkanı için 0.20 ile 1.60 arasında değerler almaktadır. Dış hava sıcaklığı arttıkça toplam tersinmezlik artmaktadır. Tersinmezlik $5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de 1.6 olarak maksimum değer almaktadır. Şekil 4.11d’de görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı $-2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken toplam tersinmezlik 1.24 ile 1.34 arasında değerler almaktadır. Artan dış hava sıcaklıklarında tersinmezliğin artma hızı azalmaktadır. Tersinmezlikteki artma miktarı yaklaşık %8 civarındadır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Soğutucu akışkan olarak R134A, R404A, R407C ve R410A'nın kullanıldığı hava–hava ısı pompası ile yapılan deneylerden elde edilen önemli sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Dış hava sıcaklığının artmasıyla beraber kompresör giriş basıncında artma olmuştur. Kompresör giriş basıncında en fazla artma R407C kullanımında %20 olarak gerçekleşirken en az artış R404A kullanımında %4.34 olarak gerçekleşmiştir. Basınç artışı R134A kullanımında %13.5, R410A kullanımında %5.3 artma olmaktadır. Kompresör giriş basıncı R407C kullanımında 360–430 kPa arasında değişirken R404A kullanımında 230–240 kPa arasında değişmektedir.
- Dış hava sıcaklığının artması kompresör çıkış basıncının da artmasına neden olmuştur. Kompresör çıkış basıncında en fazla artma R134A kullanımında %32 olarak gerçekleşirken en az artış R404A kullanımında % 4.74 olarak gerçekleşmiştir. R407C kullanımında %18.91, R410A kullanımında %5.96 artma olmaktadır. Kompresör çıkış basıncı R134a kullanımında 990–750 kPa arasında değişmektedir.
- Artan dış hava sıcaklıklarında kompresörün çektiği elektrik gücü kompresörün basınç oranına paralel olarak artış göstermiştir. Kompresörün çektiği gücündeki en fazla artış R407C kullanımında %21.4 olarak gerçekleşirken, en az artış R410A kullanımında %3.1 olarak gerçekleşmiştir. R134A kullanımında %11.4, R404A kullanımında %5 artma olmaktadır. Kompresörün çektiği elektrik gücü' ü R407C kullanımında 2.1–2.55 kW arasında değer alırken, R410A kullanımında 1.61–1.68 kW arasında değerler almaktadır.
- HHIP kapasitesinin, diğer bir ifade ile iç ünitenin ısıtılacak ortama verdiği ısı miktarının $\dot{Q}_{içünite}$, en büyük değerini R407C kullanımında 13 kW olarak alırken, en küçük değerini R410A kullanımında 0.115 kW olarak almaktadır.

- Dış ünitenin çevre havadan çektiği ısı miktarı $\dot{Q}_{\text{dışünite}}$, en büyük değerini R407C kullanımında 12.5 kW olarak alırken, en küçük değerini R410A kullanımında 2.60 kW olarak almaktadır.
- Artan dış hava sıcaklıklarında iç ünite tersinmezliği de artmıştır. İç ünite tersinmezliği R407C kullanımında 0.1–1 arasında değer alırken, R404A kullanımında 0.175–0.275, R134A kullanımında 0.405–0.430 ve R410A kullanımında 0.115–0.130 arasında değerler alır.
- Dış hava sıcaklığı arttıkça dış ünite tersinmezliği de artmıştır. Dış ünite tersinmezliği en fazla %40 oranında R134A kullanımında artarken, en düşük R410A kullanımında %2.66 oranında artmaktadır. R404A kullanımında %33.3, R407C kullanımında %36 oranında artma gerçekleşmektedir.

KAYNAKLAR

- Bertsch, S.S., Groll, E.A., 2008. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates. *International Journal of Refrigeration*, 31, 1282 – 1292.
- Ceylan, T., 2010. İki Katlı Bir Binanın Güneş Enerjisi Destekli Hava Kaynaklı Isı Pompası ile Isıtılması ve Sıcak Su Eldesinin Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Chen, C., Sun, F.L., Feng, L., Liu, M., 2005. Underground water-source loop heat-pump air-conditioning system applied in a residential building in Beijing. *Applied Energy*, 82, 331–344.
- Dursun, B., 2006. Soğuk İklim Koşullarında Isı Pompalarının Kullanımı. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Elbir, A., 2010. Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Esen, H., İnallı, M., Esen, M., 2007. A techno-economic comparison of ground-coupled and air-coupled heat pump system for space cooling. *Building and Environment*, 42, 1955–1965.
- Kline, S.T., McClintock, F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 75, 3-8.
- Öztürk, M.M., 2009. Farklı Çevre Koşullarının Hava Kaynaklı Isı Pompasının Performansına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi, Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- Özyirmidokuz, M.H., 2010. Hava Kaynaklı Isı Pompası ve Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- Park, K.J., Shim, Y.B., Jung, D., 2009. Experimental performance of R432A to replace R22 in residential air-conditioners and heat pumps. *Applied Thermal Engineering*, 29, 597–600.
- 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.

- Tokgöz, B., 2006. Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Kullanımı ve Sera Isıtmasına Uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Ünlü, K., 2005. Hava ve Toprak Kaynaklı Isı Pompalarına Etki Eden Parametrelerin incelenmesi. Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- Wylen G.J.V., Soontag R.E., 1985.Fundamentals of Classical Thermodynamics. John Wiley&Sons, Newyork, 722 p.
- Wang, R., Xie, G., Wu, Q., Wu, Y., Yuan, J., 2011. An air source heat pump with an advanced cycle for heating buildings in Beijing. Energy Conversion and Management, 52, 1493–1500.

EKLER

EK-1

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

```

EES Commercial Version: C:\Users\Şaban TAMDEMİR\Desktop\Yeni klasör (2)\R134a-EES-1.EES
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

"KOMPRESÖR"
T11=TEMPERATURE(R134a;P=P1;x=1)
T91=T9-T11
T19=T9-T1
h_1=ENTHALPY(R134a;P=P1;x=1)
h_2=ENTHALPY(R134a;T=T2;P=P2)
s_1=ENTROPY(R134a;P=P1;x=1)
s_2=ENTROPY(R134a;T=T2;P=P2)
m_dot=W_dot_komp/(h_2-h_1)

"İÇ ÜNİTE"
W_dot_ic_unite=0,176
W_dot_dis_unite=0,088
P3=P2
h_3=ENTHALPY(R134a;T=T3;P=P3)
s_3=ENTROPY(R134a;T=T3;P=P3)
h_4=ENTHALPY(R134a;T=T4;x=0)
Q_dot_ic_unite=m_dot*(h_3-h_4)
ITK=Q_dot_ic_unite/(W_dot_komp+W_dot_ic_unite+W_dot_dis_unite)

"DIS ÜNİTE"
h_5=h_4
Q_dot_dis_unite=m_dot*(h_1-h_5)

"!Compressor Irreversibility"
I_dot_comp=m_dot*(T9+273,15)*(s_2-s_1)

"!Expansion Valve Irreversibility"
h_5f=ENTHALPY(R134a;P=P1;x=0)
h_5g=h_1
x_5=(h_5-h_5f)/(h_5g-h_5f)
s_4=ENTROPY(R134a;T=T4;x=0)
s_5=ENTROPY(R134a;x=x_5;P=P1)
I_dot_TEV=m_dot*(T9+273,15)*(s_5-s_4)

"iç ünite Irreversibility"
I_dot_ic_unite=(T10+273,15)*m_dot*((s_4-s_3)+((h_3-h_4)/(T10+273,15)))

"dış ünite Irreversibility"
P6=P1
h_6=ENTHALPY(R134a;T=T6;P=P6)
s_6=ENTROPY(R134a;T=T6;P=P6)
I_dot_dis_unite=(T9+273,15)*m_dot*((s_1-s_5)+((h_5-h_1)/(T9+273,15)))
EER=((h_3-h_4)/(h_2-h_1))
I_dot_top=(I_dot_dis_unite+I_dot_ic_unite+I_dot_comp+I_dot_TEV)

```

Çizelge E1.1. R134A soğutucu akışkan için parametrelerin değişimi

1.15	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	EER	h_1	h_2	h_3	h_5	h_6	TK	l_{comp}	l_{TEV}	m	P1	P2	P4	P5	s_1	s_2	s_4	s_5	s_6	T1
Run 1	4,763	248	285,4	274,3	96,35	45,44	3,989	0,2772	0,1334	0,03643	251,3	991,3	985,9	316,3	0,9338	0,9612	0,3569	0,3701	0,1808	-5,296
Run 2	4,825	248	284,6	274	97,26	45,64	4,041	0,2589	0,1404	0,03717	251,3	991,3	985,9	316,3	0,9338	0,959	0,3598	0,3734	0,1815	-5,213
Run 3	4,881	247,7	283,7	273,3	97,42	45,3	4,088	0,2303	0,1473	0,03776	246,3	991,3	985,9	316,3	0,9342	0,9562	0,3603	0,3744	0,1803	-5,594
Run 4	4,781	247,7	285,2	274,7	95,3	45,1	3,997	0,2811	0,1293	0,03586	246,3	966,3	985,9	316,3	0,9342	0,9625	0,3535	0,3665	0,1796	-5,615
Run 5	5,2	247,4	281,3	271,3	94,77	43,72	4,332	0,1868	0,1413	0,03884	241,3	944,7	951,8	304,7	0,9345	0,9519	0,3518	0,365	0,1744	-6,466
Run 6	4,967	247,7	283,6	272,8	94,31	44,57	4,144	0,2685	0,1282	0,03704	246,3	926,3	934,8	306,3	0,9342	0,9605	0,3503	0,3628	0,1776	-6,265
Run 7	5,233	246,7	281,4	270,8	89,23	41,8	4,333	0,2312	0,1143	0,03663	231,3	866,3	866,8	301,3	0,9352	0,9582	0,3336	0,345	0,1672	-7,983
Run 8	5,145	246,7	281,8	270,8	90,08	42,12	4,26	0,2294	0,1165	0,03619	231,3	881,3	883,8	301,3	0,9352	0,9583	0,3365	0,3482	0,1684	-7,803
Run 9	5,03	246,7	282,8	271,8	90,12	41,58	4,165	0,2678	0,1133	0,03519	231,3	861,3	866,8	301,3	0,9352	0,963	0,3366	0,3483	0,1664	-7,713
Run 10	5,213	246,7	281,4	270,9	90,15	41,52	4,311	0,2396	0,117	0,03636	231,3	851,3	883,8	301,3	0,9352	0,9593	0,3367	0,3485	0,1662	-8,126
Run 11	5,47	246,2	279,1	269	89,47	40,7	4,522	0,171	0,1252	0,03832	224,7	851,3	849,8	301,3	0,9357	0,9521	0,3344	0,3464	0,1631	-8,75
Run 12	5,521	246	278,5	269	89,88	40,56	4,564	0,1496	0,1314	0,03881	221,3	851,3	849,8	301,3	0,936	0,9501	0,3358	0,3482	0,1626	-8,734
Run 13	5,485	245,7	278,3	268,7	89,46	40,03	4,536	0,1405	0,1327	0,03858	216,3	851,3	849,8	301,3	0,9363	0,9498	0,3344	0,3471	0,1606	-9,132
Run 14	5,66	246	278,2	268,2	85,97	39,17	4,654	0,1805	0,1094	0,03793	221,3	801,3	815,8	301,3	0,936	0,9535	0,3229	0,3335	0,1673	-10,04
Run 15	5,747	246	278	267,6	83,95	38,39	4,725	0,22	0,101	0,03821	221,3	751,3	781,7	301,3	0,936	0,9572	0,3162	0,3259	0,1543	-10,63

1.15	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
	T10	T2	T3	T4	T5	T6	T9	W_{komp}	T11	T91	x_5	s_3	T19	$Q_{disunite}$	$l_{icunite}$	$Q_{icunite}$	$Q_{icunite}$	$W_{disunite}$	$W_{icunite}$	l_{top}
Run 1	18,27	52,28	42,08	31,91	-2,498	-4,797	4,505	1,361	-4,161	8,666	0,2482	0,9266	9,801	0,1776	0,4334	5,525	6,482	0,088	0,176	1,022
Run 2	18,94	51,59	41,8	32,53	-2,725	-4,652	4,035	1,361	-4,161	8,196	0,2527	0,9256	9,248	0,1703	0,4252	5,603	6,567	0,088	0,176	0,9948
Run 3	19,78	50,75	41,26	32,65	-2,98	-4,908	3,537	1,361	-4,696	8,233	0,2565	0,9237	9,131	0,1736	0,4121	5,675	6,644	0,088	0,176	0,9633
Run 4	17,96	51,68	41,95	31,19	-2,939	-5,053	3,026	1,346	-4,696	7,721	0,246	0,9297	8,64	0,1568	0,4188	5,465	6,435	0,088	0,176	0,986
Run 5	18,82	47,58	38,34	30,83	-4,137	-6,091	2,518	1,318	-5,238	7,756	0,2465	0,9202	8,984	0,1711	0,409	5,926	6,854	0,088	0,176	0,9082
Run 6	16,39	49,41	39,31	30,5	-3,586	-5,454	2,025	1,331	-4,696	6,721	0,2411	0,9264	8,29	0,1418	0,4324	5,681	6,61	0,088	0,176	0,9709
Run 7	14,31	46,12	36,11	26,98	-5,606	-7,545	1,566	1,271	-6,35	7,916	0,2255	0,9244	9,549	0,1707	0,4302	5,769	6,651	0,088	0,176	0,9463
Run 8	14,71	46,83	36,47	27,57	-5,426	-7,301	1,007	1,271	-6,35	7,357	0,2297	0,9233	8,81	0,1559	0,4267	5,667	6,539	0,088	0,176	0,9285
Run 9	13,98	47,39	36,91	27,6	-5,711	-7,713	0,5438	1,271	-6,35	6,894	0,2299	0,9279	8,257	0,142	0,4169	5,511	6,393	0,088	0,176	0,94
Run 10	14,64	45,81	35,92	27,62	-5,874	-7,752	0,07714	1,261	-6,35	6,427	0,2301	0,9261	8,203	0,1367	0,4063	5,693	6,574	0,088	0,176	0,8997
Run 11	15,14	43,59	34,16	27,14	-6,453	-8,373	-0,5335	1,258	-7,112	6,579	0,231	0,9199	8,216	0,1482	0,4134	6,008	6,882	0,088	0,176	0,8578
Run 12	15,79	43,01	34,11	27,43	-6,573	-8,484	-1,042	1,259	-7,5	6,458	0,2352	0,9197	7,692	0,1469	0,4031	6,059	6,95	0,088	0,176	0,831
Run 13	16,55	42,9	33,88	27,14	-6,938	-8,881	-1,525	1,261	-8,09	6,565	0,2365	0,9189	7,607	0,1489	0,3839	6,027	6,917	0,088	0,176	0,806
Run 14	12,9	41,73	32,17	24,7	-7,53	-9,538	-2,052	1,221	-7,5	5,448	0,2161	0,9212	7,989	0,1241	0,42	6,07	6,911	0,088	0,176	0,834
Run 15	11,3	40,46	30,4	23,28	-8,246	-10,13	-2,508	1,221	-7,5	4,992	0,2062	0,9236	8,127	0,116	0,4148	6,193	7,017	0,088	0,176	0,8517

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : TAMDEMİR, Şaban
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 27.07.1978 – KIRIKKALE
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0537 470 27 58
 e-mail : s-tamdemir@hotmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Hitit Üniversitesi Müh. Fak. Makine Mühendisliği Bölümü	2010

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2011-	Çorum Çevre ve Şehircilik İl Müdürlüğü	Makine Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1- Ş. TAMDEMİR, A. KILIÇARSLAN, “Hava-Hava Isı Pompasının Deneysel Olarak İncelenmesi”, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 1097-1102, Samsun 9-12 Eylül 2013.