

EV TİPİ SOĞUTUCULARDA FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN PERFORMANSLARININ DENEYSEL İNCELENMESİ

Musa Galip ÖZKAYA^{*1}, Halil İbrahim VARIYENLİ², Bülent GEDİK²

¹Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü
Teknik Okullar, Ankara

²Sütçü İmam Üniversitesi Kahramanmaraş Meslek Yüksek Okulu
Doğalgaz ve Boru Hatları Programı, Kahramanmaraş

Özet

Bu çalışmada, genellikle tek tip soğutucu akışkan (R-134a veya R-22) kullanılarak imal edilen ev tipi soğutucularda, sistemde hiçbir değişiklik yapılmadan farklı akışkanlar (R-134a, R-404a ve R-407c) kullanılmış, ayrı ayrı performansları ölçülmüş ve performans katsayıları hesaplanmıştır. Bu çalışmayı gerçekleştirmek için standartlarda belirtilen kurallara uygun olarak Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Bölümü Tesisat Anabilim Dalı'nda bir test odası hazırlanmış ve performans deneyleri bu test odasında yapılmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlara göre yapılan değerlendirmeler sonunda R-134a soğutucu akışkanının R-404a ve R-407c akışkanlarına göre daha uygun olduğu, R-404a ve R-407c soğutucu akışkanlarının yüksek basınçlı sistemlerde daha verimli olacağı tespit edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Soğutucu, soğutma, soğutucu akışkan

PERFORMANCE TESTS OF DIFFERENT COOLING FLUIDS ON HOUSE TYPE COOLERS

Abstract

In this study, we used on house type coolers which work with mainly one type fluid (R-134a and R-22), different fluids (R-134a, R-404a, R-407c), seperately their performances were measured and their performance coefficient was calculated. To fulfill this study, a room was prepared in Gazi University Technical Education Faculty Machine part under the rules given by the standarts and the performance tests were made in this room. With the evaluation made at the end with the results of these tests, it was established that R-134a cooling fluid is more fitting then R-404a and R-407c fluids and that R-404a and R-407c cooling fluids will be more efficient in high pressured systems.

Key words : Cooler, cooling, refrigerants

* E-posta: gozkaya@gazi.edu.tr

1. Giriş

Semboller ve Açlılamaları			
A	Alan, m ²	ρ_d	Test odası ortam havasının yoğunluğu, kg/m ³
c	Özgöl ısı, J/kg K	ρ_i	Soğutucu iç ortam havasının yoğunluğu, kg/m ³
d	Çap, m	V	Akışkan hızı, m/s
f	Sürtünme katsayısı	σ	Stefan - Boltzman sabiti, W/m ² K
F	Geometri faktörü	ϵ	2.1.1.1.1.1.1.1 Yüzeyin yayıcılığı
h	Entalpi, kJ/kg	ϵ_i	Soğutucu içerisindeki yüzeylerin yayıcılığı
h_d	Dış ortam havasının entalpisi, kJ/kg	ϵ_s	Soğutucu test odası içerisindeki yüzeylerin yayıcılığı
h_i	İç ortam havasının entalpisi, kJ/kg	η	Verim
h_{if}	Ürün donma gizli ısı, kJ/kg	CP	Isıl Kapasite
L	Uzunluk, m	W	Soğutucuda harcanan güç
m	Kütle, kg	Q	Soğutma yükü, W
m	Kütle debisi, kg/s	PAG	Poli alkalın glikol
T	Sıcaklık, K	POE	Polyester
ΔT	Sıcaklık farkı, K	COP	Isı iletim katsayısı
T_{don}	Ürün donma sıcaklığı, K	T_{sti}	Soğutucu test odası iç ortam sıcaklığı, K
T_g	Ürün giriş sıcaklığı, K	T_s	Soğutucu iç sıcaklığı, K
T_i	Soğutucu iç ortam sıcaklığı, K	ρ	Yoğunluk, kg/m ³
U	Isı iletim katsayısı, W/m ²		
İndisler ve Açlılamaları			
d	Dış	s	Soğutucu
i	İç		
if			
don	Donma		
g	Giriş		
sti	Soğutucu test odası iç		

Çevre sorunlarının artması ile birlikte yapılan bilimsel çalışmalar sonucunda, canlıları güneşin zararlı ultraviyole (UV) ışınlarından koruyan bir tabaka olan ozon (O₃) tabakası üzerinde, bölgesel olarak meydana gelen incelme ve parçalanmaların olduğunu ortaya çıkaran pek çok kanıt elde edilmiştir. Bilimsel çalışmalar, özellikle atmosfere yayıldığında çevre sorunları yaratan maddeler üzerinde yoğunlaşmıştır.

1987 yılında ABD, Japonya, Sovyetler Birliği ve Avrupa Topluluğu ülkelerinin bulunduğu 43 ülkenin katılımı ile Montreal Protokolü imzalanmıştır. Montreal Protokolüne taraf olan ülkeler ozon tabakasına olumsuz etkileri olan maddelerin kullanım miktarlarını 1986 yılı verilerine dayanarak kullanılan toplam miktarın 1995'te % 50, 1997'de % 85 oranında azaltılmasını ve 2000 yılında tamamen kaldırılmasını kabul etmiştir[1].

Montreal Protokolü'ne 1991 yılında imza atan Türkiye; gelişmekte olan ülkeler grubunda (Article 5. Countries) yer almaktadır. Türkiye Montreal protokolünde öngörülen süreler gereğince 2010 yılında CFC tüketimini sıfırlayacaktır. Gelişmiş ülkelere göre bu tarih 10 yıllık ek bir süre anlamına gelmektedir [1].

Ortatepe (1997), Marmara Üniversitesinde yapılan mevcut soğutma gruplarının yeni soğutucu akışkanlara adaptasyonu üzerinde bir çalışma yapmış, R-12 ve R-22 ile çalışan mevcut soğutma gruplarının sırasıyla R-134a ve R-407c'ye adaptasyonu teorik olarak incelenmiştir. Bu çalışmanın sonucu olarak R-12 ve R-22 ile çalışan mevcut soğutma grubunun ömrü uzun süre çalışmasına müsait ise, çevresel olumsuz etkileri bulunmayan soğutucu akışkanla çalışan yeni soğutma grubu almak yerine mevcut grubun yani R-134a ve R-407c soğutucu akışkana adaptasyonu ekonomik kazanç olacaktır [2]. Doğan (1999), Ticari soğutucu üreticileri için R-12 yerine R-134a, R-404a ve R-290 soğutucu akışkanlarının kullanımı için teknoloji değişimi adı altında bir çalışma yapmış ve yapmış olduğu çalışmada değişik ticari ve ev tipi soğutucular kullanılarak deneyler yapmıştır. Bu çalışmanın sonucu olarak TSE'ye göre geceleri devreden çıkarılması düşünülen soğutucularda deney süresinin 8 saat ve diğer soğutucularda ise 24 saatten az olmaması gerekir. Bu çalışmada yapılan deneylerde istenilen deney sürelerine uygun deneyler yapılmıştır. Yalnız 2 soğutucu için bu şartlar oluşmamıştır. Bu soğutucuların ya yeniden tasarlanması düşünülmüş ya da deney süreleri değiştirilmiştir [3]. Sincar (1999), R-134a soğutucu akışkan ile çalışan ticari soğutucu tasarımını, imalatını ve performans deneylerini yapmıştır. R-134a soğutucu akışkanı kullanılarak performans deneyleri yapılmış ve teorik olarak ta 2 soğutucu akışkanın (R-134a ve R-12) kullanılması durumu incelenmiştir. Yapılan çalışmanın sonucunda

R-12 soğutucu akışkanı ile karşılaştırıldığında, R-134a alternatif soğutucu akışkanının kullanılması durumunda sistemin COP değerinde % 6,4 kadar azalma olduğu, kılcal boru uzunluğunda da % 40 artma olduğu görülmüştür [4]. Ercan (1999), yapmış olduğu çalışmada, ($T_b \leq 0$ °C) buharlaştırıcı sıcaklıklarında çalışan ticari soğutucularda alternatif soğutucu akışkanlardan R-134a, R-404a, R-507 ve R-290'ın (propan) kullanılabilirliğini incelenmiş ve bu soğutucu akışkanlar R-12, R-22 ve R-502 ile karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmanın sonucunda, buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça, yoğuşurucu sıcaklığı ise azaldıkça soğutma sisteminin COP'sinin arttığı, kompresör gücünün, yoğuşurucu kapasitesinin, basınç oranlarının ve akışkan kütle debisinin ise azaldığı görülmüştür [5].

Bu çalışmada, ev tipi soğutucularda tek bir soğutucu akışkanın yerine yeni alternatif soğutucu akışkanlar kullanılarak R-134a, R-404a, R-407c performansları deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan inceleme sonunda, her soğutucu akışkanın performansları birbirleri arasında karşılaştırılmıştır.

2. Teorik analiz

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemini oluşturan sistem elemanlarının (yoğuşurucu, kompresör, buharlaştırıcı, kılcal boru boyu) kapasitelerinin hesaplanması için gerekli olan matematiksel formüller aşağıda belirlenmiştir. Bu çevrimde soğutma performans katsayısı (COP), soğutucunun soğutma gücünün, tükettiği enerjiye oranı şeklinde tanımlanır ve aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (1)$$

Buharlaştırıcı tarafından çekilen ısı, sistemin soğutma yüküne eşittir. Buharlaştırıcı kapasitesinin elde edilebilmesi için, sistemde dolaşması gereken soğutucu akışkanın kütleli debisi aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır [6].

$$m = \frac{Q}{h_1 - h_4} \quad (2)$$

Kompresör gücü, kompresör giriş ve çıkışındaki termodinamik özelliklerin değerlerinden hesaplanabilir. Kompresörde harcanan güç, sıkıştırılan soğutucu akışkan buharında enerji artımına dönüştüğü için, soğutucu akışkanın kompresör girişi (h_1) ve çıkışındaki (h_2) entalpi farkının soğutucu akışkanın kütleli debisiyle (m) çarpımından, kompresör gücü hesaplanır [6].

$$W_{komp} = m.(h_2 - h_1) \quad (3)$$

Yoğunlaştırıcı, soğutulan ortamdan buharlaştırıcı tarafından çekilen ısı ve soğutucu akışkanın kompresörde, emme ve basma borularında çevreden kazandığı ısıyı, çevreye atacak kapasitede olması gerekir. Yoğunlaştırıcı giriş ve çıkışındaki termodinamik özelliklerinin fonksiyonu olarak, aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır [6].

$$Q_{yoğ} = m.(h_3 - h_2) \quad (4)$$

Kılcal boru içerisindeki, sabit entalpi sürecinde sistemin basıncı, yüksek basınçtan düşük basınca düşer ve bunun sonucunda soğutucu akışkan kılcal boruda sıvı fazdan gaz fazına dönüşür. Dolayısıyla kılcal boru içerisinde iki fazlı akış vardır. İki fazlı akışın karmaşık yapısından dolayı, kılcal boru içerisindeki basınç kaybını teorik yöntemlerle hassas olarak hesaplamak mümkün değildir. Tek fazlı akışkanların borulardaki basınç kaybını hesaplamak için kullanılan bağıntılarda bazı değişiklikler yapılarak aşağıdaki eşitlikle kılcal boru uzunluğu yaklaşık olarak hesaplanır [6].

$$\Delta P = f \frac{L\rho v^2}{d.2} \quad (5)$$

İnfiltrasyon ısı kazancı, soğutulan ortamın kapılarının açılıp kapanması esnasında dışarıdan soğutucuya giren havanın taşıdığı ısı enerjisidir. Birçok uygulamada, bu yolla soğutulan ortama giren ısı, soğutma yükünün önemli bir kısmını oluşturur, fakat bu yükü hassas olarak hesaplamak zordur. Bunun sebebi, soğutucunun kapılarının belirli bir zaman içinde kaç defa açılıp kapandığını ve her açılıp kapanmada ne kadar hava değişimi olduğunu hassas olarak bilmek mümkün değildir. Genel olarak bu hususlar, soğutucunun kullanımına bağlıdır. Bundan dolayı, İnfiltrasyon ısı geçişinin hesaplanmasında istatistiksel veya tahmini veriler kullanılır. Soğutucunun hava değişim sayısı belirlendiğinde bu yolla soğuk odaya birim zamanda giren ısı miktarı aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilir [6].

$$\text{İnfiltrasyon ısı kaz.} = [\text{Hava değ. oranı}] \times [\text{Oda hacmi}] \times (\rho_d \cdot h_d - \rho_i \cdot h_i) \quad (6)$$

Hava değişimi oranı, soğutucunun içindeki havanın günde kaç defa dış ortam havasıyla değiştiğini gösterir. Bu sayı, önemli ölçüde kullanıcının tutumu ve uygulamasına bağlıdır. Fakat tasarım hesaplarında muhtemel en yüksek değer kullanılmalıdır. ρ ve h , sırasıyla havanın yoğunluğu ve entalpisidir. Bu bağıntıdaki d indisi dış ortamı, i iç ortamı göstermektedir. Literatürde soğutucunun iç hacmi dikkate alınarak bir günde değişen hava miktarı hacimsel olarak veya değişim sayısı olarak verilir.

Ürün ısısı, soğutulan ortama konulan ürünlerin, soğutulan ortam sıcaklığına gelinceye kadar yaydıkları ısıdır. Sıcaklığı dolap iç sıcaklığından daha yüksek bir ürün, dolap içine konulduğunda, bu ürün dolap içi sıcaklığına gelinceye kadar, dolap içinde ısı yayar. Diğer taraftan dolaba konulursa ürün bir başka soğutucudan (örneğin bir dondurucudan) alınarak dolaba konulursa, ters yönde bir ısı geçişi olabilir; dondurulmuş ürün, dolap sıcaklığına ulaşıncaya kadar soğutulan ortamdan ısı çeker.

Dolap iç sıcaklığı ürünün donma sıcaklığının üstünde bir sıcaklıkta ise ürün dolaba konulduğunda yaydığı ısı, soğuk ortamın sıcaklığına, giriş sıcaklığına, ürünün kütleesine ve özgül ısısına bağlıdır. Böyle bir durumda ürün ısısı aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilir [6].

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (7)$$

Eğer soğutucu iç ortam sıcaklığı ürünün donma sıcaklığının altında ise, ürün ısısı hesaplanırken donma ısısının da göz önüne alınması gerekir. Böyle bir durumda ürün ısısı, aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilir [6].

$$Q = m \cdot c \cdot (T_g - T_{don}) + m \cdot h_{if} + m \cdot c \cdot (T_{don} - T_{soğ}) \quad (8)$$

3. Materyal ve metod

3.1. Deney seti

Deneylerde kullanılacak soğutucu akışkanlar deney şartlarına uygun basınç ve miktarda soğutma sistemine şarj edilmiştir. Test odası ortam havasını iklim şartlarında belirtilen sıcaklığa getirmek ve bu değerde tutmak amacıyla elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Test odası ve cihazlarının voltaj, direnç ve akım gibi elektriksiz büyüklüklerin ölçümü için multimetre, test odası ve soğutucunun değişik konumlarındaki sıcaklık ve nem değerlerini tespit etmek için dijital el tipi sıcaklık ve nemölçerler ve test odası, soğutucunun değişik bölgelerindeki sıcaklık değerlerinin okunmasında, bakır constant ısıl çifti ve termometre kullanılmıştır.

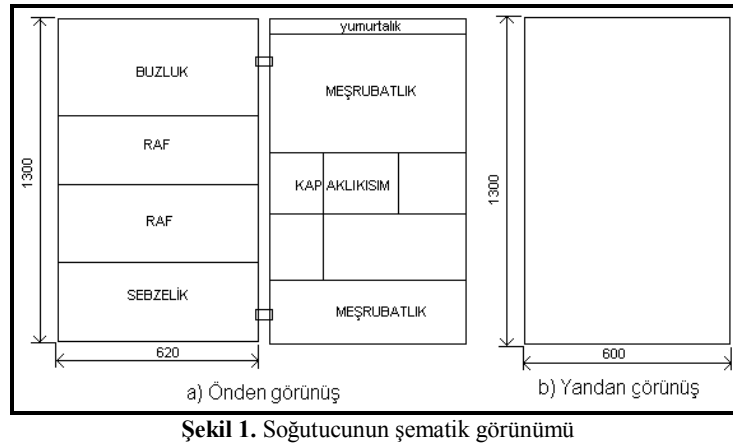
Çizelge 1. İklim sınıfları [7]

İklim Sınıfı	Sembol	Gerçekleştirilmesi gereken depolama sıcaklığları için cihazların kullanılmasının amaçlandığı ortam sıcaklığları aralığı
Genişletilmiş ılıman sınıf	SN	+10 °C'den +32°C'ye kadar
İlman sınıf	N	+16°C'den +32°C'ye kadar
Alt tropikal sınıf	ST	+18°C'den +38°C'ye kadar
Tropikal sınıf	T	+18°C'den +43°C'ye kadar

Çizelge 2. Soğutucuda kullanılan kompresörün teknik özellikleri

Kompresör	Model	Soğutucu Alanı (dm ³)	Güç (hp)	Soğutucu Net hac. (dm ³)	Elektrik özel. (Volt-Amp.)
Danfoss	1036	136	1,3	270	220 – 1,22

Türkiye, tropikal iklim sınıfında yer alan bir ülke olduğundan deneylerde test odası iç ortam sıcaklığının 40 °C olması gerekmektedir [7]. İklim sınıfları ve sıcaklığları Çizelge 1'de belirtilmiştir.



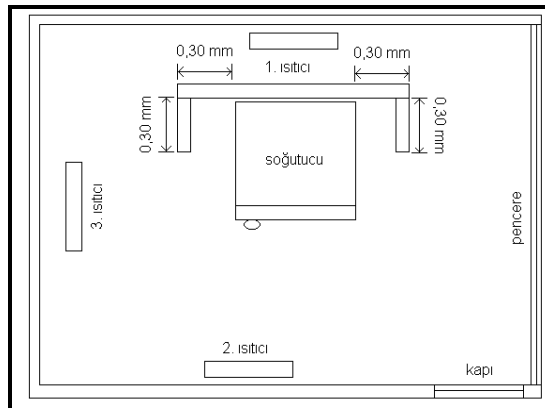
Şekil 1. Soğutucunun şematik görünümü

Soğutucu, 500 W soğutma yükü ve R-22 soğutucu akışkanı kullanılması için tasarlanmış dik tipte tek kapılı ev tipi bir buzdolabıdır. Deneylerde kullanılan kompresörün teknik özellikleri Çizelge 2’de, şematik görünümü ise Şekil 1’de verilmiştir. Sistemde kullanılan soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri Çizelge 3’te tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 3. Sistemde kullanılan soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri [1, 8]

Özellikler	R-134a	R-404a	R-407c
Kimyasal Adı	Tetra-Flor Etan	-----	-----
Kimyasal Formül	CF_3CH_2F	$CHF_2CF_3, CH_3CF_3, CH_2FCF_3$	$CH_2F_2, CHF_2CF_3, CF_3CH_2F$
Molekül Ağırlığı, (gr/mol)	102,0	97,6	86,2
Kritik Sıcaklık, (°C)	101,1	72,1	87,3
Kritik Basınç, (psia)	588,3	548,2	672,1
Atmosferde Kaynama Noktası, (°C)	-26,16	-46,56	-42
Renk	Renksiz	Renksiz	Renksiz
Tutuşma Sıcaklığı, (°C)	743	Bilinmiyor	Bilinmiyor
Ayrışma veya Bozulma Sıcaklığı	Bilinmiyor	<750	Bilinmiyor

Soğutucunun kompresörü polyester yağla çalışabilen Çizelge 2’de teknik özellikleri verilen kompresörle değiştirilmiştir. Soğutma sisteminde basınç değerlerini gözlemleyebilmek için basma hattına yüksek basınç manometresi, emme hattına da alçak basınç manometresi monte edilmiştir. Sistemimize yoğunlaşma sıcaklığı 50 °C’ye uygun gelecek şekilde basınçları p-h diyagramlarından alınan sırasıyla 110 gr R-134a, 100 gr R-407c ve 90 gr R-404a soğutucu akışkanları şarj edilmiştir. Şekil 2’de test odası içerisinde deney aşamasında kullanılan cihazların yerleşimi gösterilmiştir.

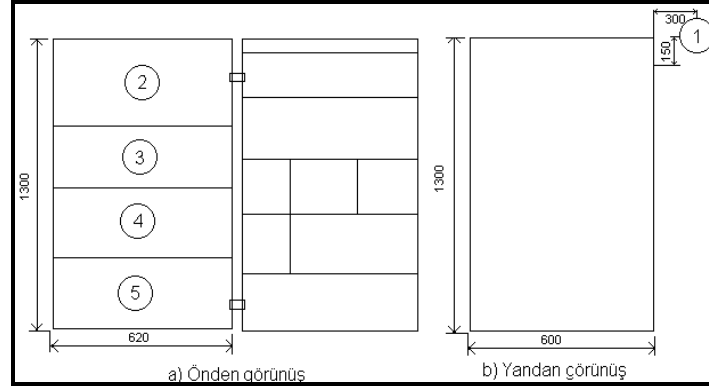


Şekil 2. Soğutucu test odası ve cihazların yerleşimi

3.2. Deneylerin yapılışı

Deney düzeneği ve test odası kullanılarak, tek bir soğutucu akışkan yerine farklı soğutucu akışkanla çalışabilen soğutucunun performans deneyleri yapılmıştır. Deneyler, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Eğitimi Ana Bilim Dalı laboratuvarlarında yapılmıştır. Deney şartları oluşturulduktan sonra deneylere başlanmıştır.

Deneylerde, sıcaklık ölçümleri Şekil 3'te gözüktüğü gibi beş ayrı noktaya yerleştirilen ısı çiftleri ve termometreler ile ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümlerinde dijital el tipi sıcaklık ve nemölçerler soğutucu dışına ve standartlara göre konumu belirlenmiş olan noktaya yerleştirilmiştir. Bu nokta, standartlarda "iklim ölçüm noktası" olarak tanımlanmaktadır. Diğer dört ısı çifti ise soğutucu içerisinde farklı noktaların sıcaklıkları ölçülmüştür.



Şekil 3. Deneylerde ölçümü yapılan noktalar

Test odası şartlarının sabit değerlerde tutulması ve sistemin değiştirilmemesi çalışmamız için en önemli faktördür. Yapılan çalışmada ev tipi buzdolabında 40 °C ortam sıcaklığı ve % 50 bağıl nemde (TSE standartları) altı adet deney yapılmıştır.

Test odasını istenilen sıcaklık ve nem değerlerine ulaştırmak için 4 adet taşınabilir ısıtıcı yerleştirildi. Isıtıcılar sabah saat 08.30 da çalıştırıldı. İstenilen değerlere ulaştığımızda soğutucuya 110 gr. R-134a soğutucu akışkanı şarj edildi ve deneme deneyi yapıldı. Ertesi gün test odası istenilen şartlara getirildi ve soğutucumuz boş iken sabah 9.30'da çalıştırılarak ölçüm noktalarına ölçü aletleri monte edildi. Soğutucu 12 saat kadar çalışır konumda bırakılarak 30 dakika aralıklarla yapılan ölçümler kaydedildi. Böylelikle R-134a soğutucu akışkanıyla boş halde rejime gelme deneyi tamamlanmıştır.

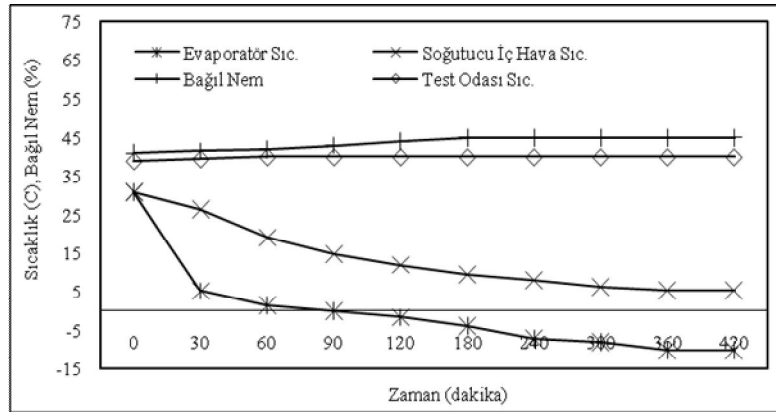
İkinci deney için soğutucu tam olarak (sıcak ürün ile) dolduruldu, ölçüm noktaları belirlenerek ve test odası için istenilen şartları sağlandı. Cihaz saat 9.30'da çalıştırılarak ve 12 saat süreyle ölçümler kaydedildi. Böylelikle R-134a soğutucu akışkanının sıcak ürünle yüklü iken rejime gelme deneyi tamamlanmış oldu.

R-404a ve R-407c soğutucu ile de yukarıda R-134a soğutucu akışkanı ile yapılan deney yöntemleri aynen uygulanmıştır. Yapılan deneylerde sistemle ilgili hiçbir değişiklik yapılmamıştır. Sadece gazların fiziksel ve kimyasal özellikleri gereği şarj edilen gaz miktarları R-404a için 90 gr, R-407c için 100 gr olarak şarj edilmiştir.

3.3. Deneysel sonuçlar

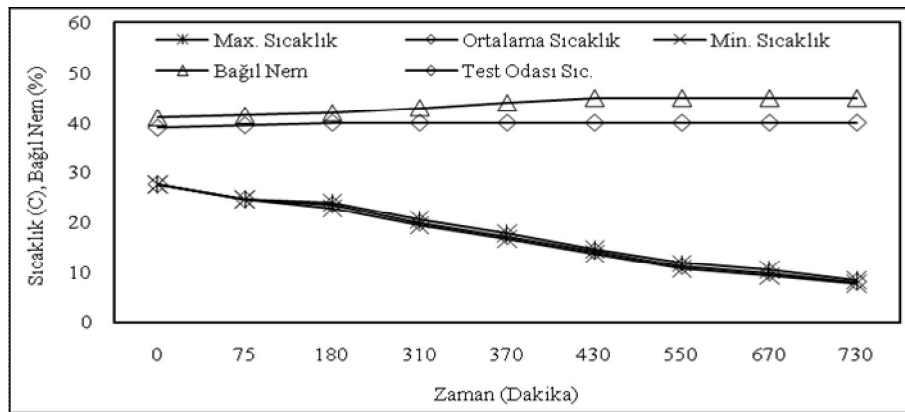
Elde edilen deneysel sonuçlar ilgili standartlarda belirtildiği gibi iklim ölçüm noktasında sıcaklık ve nemi, soğutucu içerisinde ise maksimum, minimum ve ortalama ürün sıcaklık değerlerini içeren grafikler halinde aşağıda verilmiştir.

R-134a soğutucu akışkanı ile soğutucu boş iken yapılan rejime gelme deneyinde elde edilen sonuçlar Şekil 4'te görülmektedir. Ürün olmadığı durumda soğutucu içerisindeki sıcaklık değerindeki değişim düşük olacağından bir noktadan ölçüm yapılmıştır. Kompresör giriş ve çıkışına konulan alçak basınç ve yüksek basınç manometreleri soğutucu çalışmadan önce 3,6 bar'ı göstermektedir. Soğutucu çalıştıktan sonra manometreler sırasıyla 1,3 bar ve 19,0 bar'ı göstermektedir. Sistem rejim haline geldiğinde soğutucu iç hava sıcaklığı 5,3 °C, evaporatör sıcaklığı ise -10,2 °C olarak ölçülmüştür. Yapılan hesaplamalar sonunda COP değeri 1,795 olarak bulunmuştur.

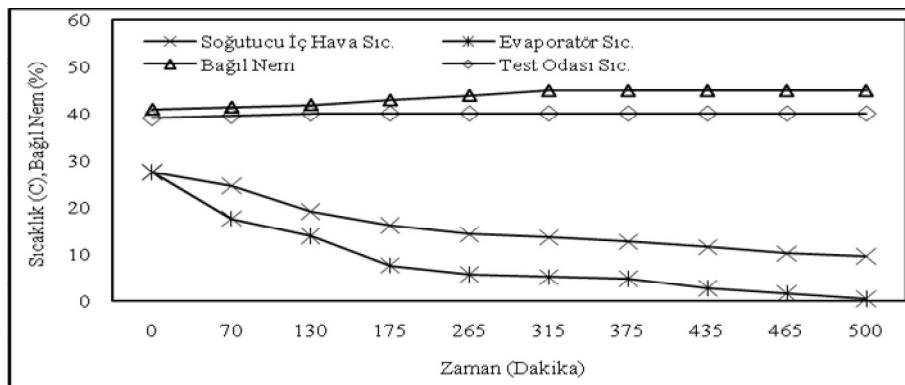


Şekil 4. R-134a soğutucu akışkanı ile soğutucu boş iken rejime gelme deneyi

R-134a soğutucu akışkanı ile yapılan ikinci deneyde soğutucu (270 dm^3) ürünle yüklenerek rejime gelme deneyi yapılmıştır. Deneyde cihaz dolu olduğu için üç ölçüm noktasından ölçüm yapılmıştır ve Şekil 5'te ortalama, maksimum ve minimum sıcaklıklar olarak belirtilmiştir. Kompresör giriş ve çıkışına konulan alçak basınç ve yüksek basınç manometreleri soğutucu çalışmadan önce 3,6 bar'ı göstermektedir. Soğutucu çalıştıktan sonra manometreler sırasıyla 1,3 ve 19,0 bar'ı göstermektedir. Sistem rejime ulaştığında soğutucu iç ortam sıcaklığı $8,0 \text{ }^\circ\text{C}$ ölçülmüştür.

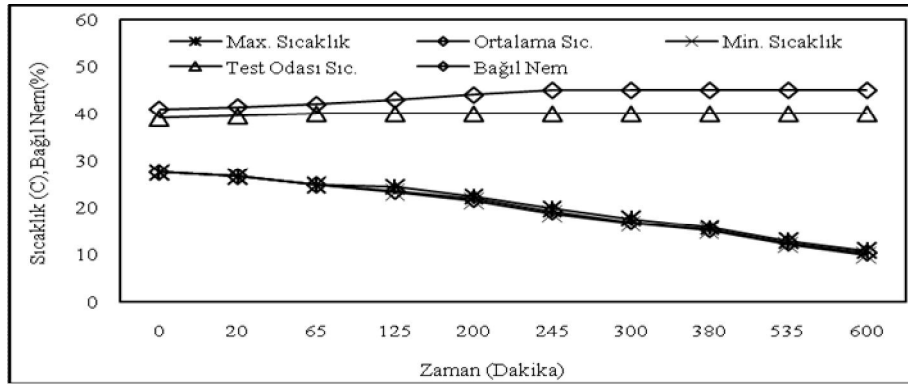


Şekil 5. R-134a soğutucu akışkanı ile soğutucu sıcak ürünle dolu iken rejime gelme deneyi



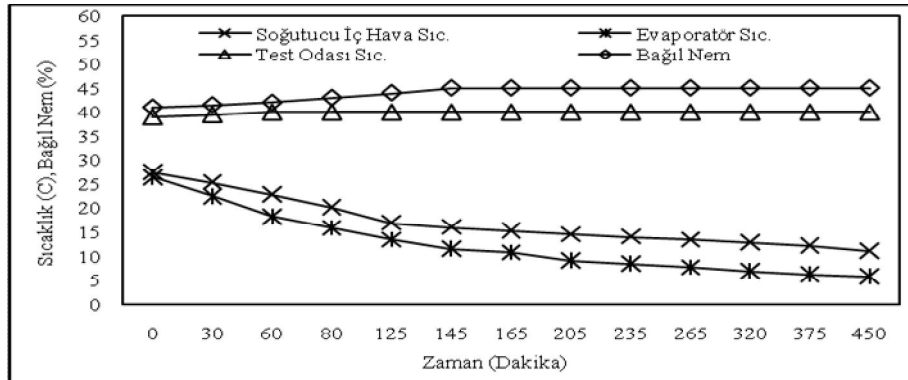
Şekil 6. R-404a soğutucu akışkanı ile soğutucu boş iken rejime gelme deneyi

R-404a soğutucu akışkanı ile soğutucu boş iken rejime gelme deneyinde elde edilen sonuçlar Şekil 6'da verilmiştir. Ürün olmadığı durumda soğutucu içerisindeki sıcaklık değerindeki değişim çok düşük olacağından tek bir ölçüm noktasından ölçüm yapılmıştır. Kompresör giriş ve çıkışına konulan alçak basınç ve yüksek basınç manometreleri soğutucu çalışmadan önce 4,4 bar'ı göstermektedir. Soğutucu çalıştıktan sonra manometreler sırasıyla 2,6 bar ve 28,0 bar'ı göstermektedir. Şekil 6'da görüldüğü gibi evaporatör sıcaklığı da ölçülmüştür. Sistem rejim haline geldiğinde soğutucu iç hava sıcaklığı $9,5 \text{ }^\circ\text{C}$, evaporatör sıcaklığı ise $0,3 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak ölçülmüştür. Yapılan hesaplamalar sonunda COP değeri 1,23 olarak hesaplanmıştır.

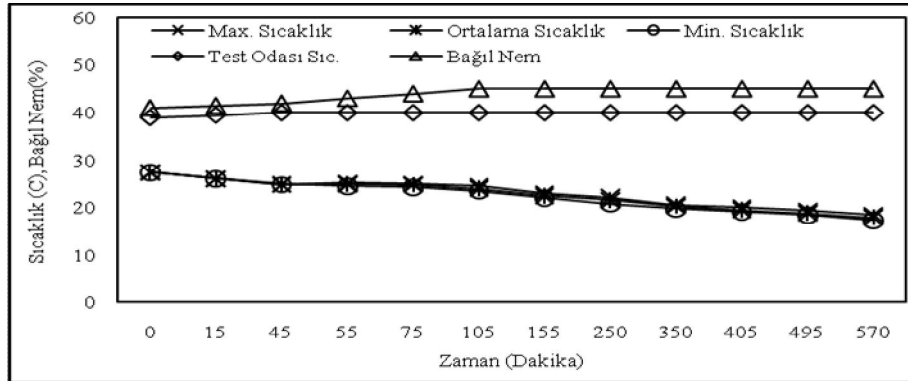


Şekil 7. R-404a soğutucu akışkanı ile soğutucu sıcak ürünle dolu iken rejime gelme deneyi

R-404a soğutucu akışkanı ile yapılan ikinci deneyde soğutucu (270 dm³) ürünle yüklenerek rejime gelme deneyinden elde edilen sonuçlar Şekil 7'de grafik halinde verilmiştir. Bu deneyde cihaz dolu olduğu için üç ölçüm noktasından ölçüm yapılmış bunlarda Şekil 7'de ortalama, maksimum ve minimum sıcaklıklar olarak belirtilmiştir. Kompresör giriş ve çıkışına konulan alçak basınç ve yüksek basınç manometreleri cihaz çalışmadan önce 4,4 bar'ı göstermektedir. Soğutucu çalıştıktan sonra manometreler sırasıyla 2,6 bar ve 28,0 bar'ı göstermektedir. Sistem rejim haline geldiğinde soğutucu iç hava sıcaklığı 10,4 °C ölçülmüştür.



Şekil 8. R-407c soğutucu akışkanı ile soğutucu boş iken rejime gelme deneyi



Şekil 9. R-407c soğutucu akışkanı ile soğutucu sıcak ürünle dolu iken yapılan deney

R-407c soğutucu akışkanı ile soğutucu boş iken yapılan deneyde alçak basınç manometresi 3,1 bar yüksek basınç manometresi 30 bar'ın üzerine çıkmış, kompresör aşırı ısındığı için termiği attırması ve kompresör soğumadan cihaz çalışmamıştır. Bu durumda yapılan ölçümlerde soğutucu iç ortam sıcaklığı 29 °C'den 16,2 °C'ye düştüğü görülmüştür. 30 barın üstünde yoğusturucu sıcaklığı 90 °C'yi göstermektedir. Normal şartlarda 50 °C'yi göstermesi gerekmektedir. Bunun içinde 20 gr soğutucu sistemden boşaltılmıştır.

R-407c soğutucu akışkanıyla soğutucu boş iken yapılan ikinci rejime gelme deneyinde elde edilen sonuçlar Şekil 8'de verilmiştir. Ürün olmadığı durumda soğutucu içerisindeki sıcaklık değerindeki değişim çok düşük olacaktır.

tek bir ölçüm noktasından ölçüm yapılmıştır. Kompresör giriş ve çıkışına konulan alçak basınç ve yüksek basınç manometreleri soğutucu çalışmadan önce 5,0 bar'ı göstermektedir. Soğutucu çalıştıktan sonra manometreler sırasıyla 2,8 bar ve 30,0 bar'ı göstermektedir. Sistem rejim haline geldiğinde soğutucu iç ortam sıcaklığı 11 °C, evaporatör sıcaklığı ise 5,8 °C olarak ölçülmüştür. Yapılan hesaplamalar sonucunda COP değeri 1,890 olarak hesaplanmıştır.

R-407c soğutucu akışkanı ile yapılan ikinci deneyde soğutucu (270 dm³) ürünle yüklenerek rejime gelme deneyi yapıp elde edilen sonuçlar Şekil 9'da verilmiştir. Bu deneyde soğutucu dolu olduğu için üç ölçüm noktasından ölçüm yapılmış bunlarda Şekil 9'da ortalama, maksimum ve minimum sıcaklıklar olarak belirtilmiştir. Kompresör giriş ve çıkışına konulan alçak basınç ve yüksek basınç manometreleri cihaz çalışmadan önce 5,0 bar'ı göstermektedir. Soğutucu çalıştıktan sonra manometreler sırasıyla 2,8 bar ve 30,0 bar'ı göstermektedir. Cihaz ürünle doldurulduğunda ise soğutucu iç ortam sıcaklığı da 17,9 °C olarak ölçülmüştür.

4. Sonuç ve öneriler

Soğutucu boş iken yapılan performans deneylerinde; R – 134a soğutucu akışkanı ile 0 °C'nin altına 90. dakikada ulaşmış ve 4. saatten sonra sistem rejime ulaşmıştır. R – 134a soğutucu akışkanı ile elde edilen en düşük evaporatör sıcaklığı -10,2 °C ölçülmüştür. R – 404a ve R-407c soğutucu akışkanları ile 0 °C'nin altına inilememiş. R – 404a soğutucu akışkanı ile sistem 175. dakikadan sonra rejime ulaşmış ve yapılan deneyde elde edilen en düşük evaporatör sıcaklığı 0,3 °C'dir. R – 407c soğutucu akışkanı ile ise sistem 125. dakikada rejime ulaşmış fakat evaporatör sıcaklığı 5,8 °C olarak elde edilmiştir.

Soğutucu sıcak ürünle dolu yapılan performans deneylerinde ise; R – 134a soğutucu akışkanı ile soğutucu iç ortam ortalama sıcaklığı 8°C, R – 404a soğutucu akışkanı ile soğutucu iç ortam ortalama sıcaklığı 10,4 °C ve R – 407c soğutucu akışkanı ile ise soğutucu iç ortam ortalama sıcaklığı 17,9 °C olarak ölçülmüştür. Ölçülen sıcaklık değerlerinden de R – 134a soğutucu akışkanı ile daha iyi performans elde edilmiştir.

Yapılan deneyler sonucunda R-134a soğutucu akışkanı istenilen şartlara daha uygun bir akışkan olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen verilere göre; R-134a ile istenilen sonuçlara ulaşılmış, R-404a ve R-407c soğutucu akışkanlarından istenilen sonuçlar elde edilmemiştir. R-404a ve R-407c soğutucu akışkanlarının yüksek basınçlı cihazlarda daha verimli olabileceğine karar verilmiştir.

Ayrıca soğutma sistemlerinin, soğutucuların tasarımları ve maliyetin olanak verdiği sürece daha değişik soğutucu akışkanların denenmesi daha olumlu sonuçlar verecektir. Bu çalışmanın devamında yapılacak çalışmalar; Karşılaştırmayı sadece ev tipi soğutucularda değil daha büyük kapasiteli soğutucularda da yapılmalıdır. Karşılaştırma R-134a, R-404a ve R-407c soğutucu akışkanları arasında yapılmıştır. R-401, R-407a, R-410 gibi alternatif olarak geliştirilen diğer soğutucu akışkanlar içinde yapılmalıdır.

Kaynaklar

- [1] B. Gedik,, “Ev Tipi Soğutucularda Farklı Soğutucu Akışkanların Performanslarının Deneysel İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 2004.
- [2] K. Ortatepe, “Mevcut Soğutma Gruplarının Yeni Soğutucu Akışkanlara Adaptasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 1997.
- [3] K. Doğan, “Ticari Soğutucu Üreticileri İçin R-12 Yerine R-134a, R-404a, ve R-290 Soğutucu Akışkanlarını Kullanımı İçin Teknoloji Değişimi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 1999.
- [4] S. Sincar, “R-134a Soğutucu Akışkan ile Çalışan Ticari Soğutucu Tasarımı İmalatı ve Performans Deneyleri”, Yüksek Lisans Tezi, *Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 1999.
- [5] E. Ercan, “Düşük Buharlaştırıcı Sıcaklıklarında Ticari Soğutucular İçin Alternatif Soğutucu Akışkanların Karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 1999.
- [6] H.Usta, Ö. Ataer, E., H. Türkoğlu, “Ticari soğutucularda alternatif soğutucu akışkanların kullanımı”, *Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı*, 1999.
- [7] TSE, “Soğutucular (Buzdolapları) Ev Tipi – Donmuş Gıda Depolama Dolapları ve Gıda Dondurucuları – Karakteristikler ve Deney Metotları”, *TSE 7596*, 11-26, 1998.
- [8] H. Variyenli, “Isı Enerjisi Kullanarak Soğutucu Akışkanların Sıkıştırılmasını Sağlayacak Bir Kompresörün Tasarımı, İmalatı ve Test Edilmesi”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 2008.