

OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNDE R1234YF SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ

^{*1}Alpaslan Alkan, ²Ahmet Kolip ve ²Yusuf Çay

^{*1}Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Sakarya Üniversitesi, Türkiye

²Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Sakarya Üniversitesi, Türkiye

Özet:

Bu çalışmada, otomobil klima sisteminde R1234yf soğutucu akışkanı kullanımı deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sistem, orijinal otomobil klima sistemi parçaları ile çeşitli mekanik ve elektriksel ölçüm cihazlarıyla laboratuvar ortamında kurulmuştur. Sistemin soğutma çevrimi, evaporatör, kondenser, sıvı tankı, kompresör, genleşme elemanından oluşmaktadır. Oluşturulan deneysel otomobil klima sistemi anlık olarak kontrol yapabilen ve veri alabilen sistemler ile donatılmıştır. Deneyler, kompresör devrine, kondenser ile evaporatör giriş hava akım sıcaklıklarına bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucu elde edilen verilere enerji analizi uygulanarak R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin çeşitli performans parametreleri belirlenmiş ve grafikler halinde sunulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre, kompresör devri ile evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklıklarının artması sonucu soğutma kapasitesi, kompresör gücü, soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı ve soğutucu akışkan debisi değerleri artar iken soğutma tesir katsayısının (STK) azalmakta olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: R1234yf, Soğutma, Otomobil Kliması, İklimlendirme

Abstract:

In this study, the use of R1234yf refrigerant in an automobile air conditioning system was investigated experimentally. In the experimental of the study, automobile air conditioning system made up from original components has been set up in the laboratory and equipped with various mechanical and electrical instruments. The refrigeration circuit of the system consists of evaporator, condenser, liquid tank, compressor and expansion valve. The experimental automobile air conditioning system has been equipped with systems that can acquire data and control the operation of the system continually. In the experimental system, comparative tests were performed by changing the compressor speed, condenser-evaporator inlet air flow temperatures. By applying energy analyse to the experimental system, various performance parameters of the system using R1234yf have been determined and presented in graphics comparatively. For system, the results show that the cooling capacity, compressor power, compressor discharge temperature and refrigerant flow rate in the refrigeration circuit increase whereas coefficient of performance (COP) decreases on rising the compressor speed and temperatures of the evaporator-condenser air streams.

Key words: R1234yf, Cooling, Automobile air conditioner, Air conditioning

1. Giriş

Otomobillerde iklimlendirme sistemleri, General Motors firması tarafından Kloroflorokarbon (CFC) grubu soğutucu akışkanlar ile çalışan araç klimalarının geliştirilmesiyle 1930'lu yıllarında başlanmıştır. Montreal Protokolü ile otomobil klima sistemlerinde kullanılan R12 soğutucu akışkan kullanımı kısıtlanmıştır. Bunun sonucunda, otomobil klimalarında R12 yerine Hidroflorokarbon (HFC) grubundan olan R134a soğutucu akışkan kullanılmaya başlanmıştır. Kyoto Protokolü ile küresel ısınma potansiyeli (GWP) değeri yüksek olan HFC grubu soğutucu akışkanların kullanılmasına sınırlamalar getirilmiş ve kademeli olarak kaldırılması kararlaştırılmıştır [1,2]. Avrupa Birliği Parlamentosunun aldığı karar ile 2017 yılından sonrası için GWP değeri 150'den düşük soğutucu akışkanların kullanılmasını öngörmektedir [3,4].

Rekabete dayalı bir alan olması nedeniyle, otomobil klima sistemlerinin deneysel performansına ilişkin yayınlar, sınırlı sayıdadır. Jung ve arkadaşları., R12 kullanan bir otomobil klima sisteminde alternatif akışkanlar ile çalıştırılması durumundaki performansını araştırmışlardır [5]. Ratts ve Brown, otomobil klima sistemine şarj edilen soğutucu akışkan miktarının performansa etkisini araştırmıştır [6]. Lundberg R134a kullanılan bir soğutma sistemin performans analizini gerçekleştirip kondenser çapının düşürülmesi ile R134a akışkanının miktarının azaltılabileceğini belirlemiş [7]. Kaynaklı ve Horuz, optimum çalışma şartlarını bulmak amacıyla R134a ile çalışan bir otomobil klima sisteminin performansını deneysel olarak araştırmışlardır [8]. Hosoz ve Direk, ısı pompası olarak da çalışabilen bir otomobil klimasının soğutma ve ısıtma modlarındaki performanslarını, deneysel olarak belirlemişlerdir [9]. Esen ve Hoşöz, R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klimasının deneysel performansını karşılaştırmalı olarak belirlemişlerdir [10]. Alkan ve Hoşöz, değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil klima sisteminin genleşme elemanı olarak orifis tüp ve termostatik genleşme valfi (TXV) kullanılması durumlarındaki deneysel performanslarını karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır [11, 12]. Aynı yazarlar, genleşme elemanı olarak termostatik genleşme valfi kullanan bir otomobil klima sisteminin sabit ve değişken kapasiteli kompresörler kullanılması durumlarındaki deneysel performanslarını karşılaştırmalı olarak araştırmışlardır [13]. Navarro ve arkadaşları [14], R1234yf, R134a ve R290 soğutucu akışkanlarını açık pistonlu buhar sıkıştırma tip kompresör kullanılan ticari araç klimasında kullanarak karşılaştırma deneylerini yapmışlardır. Navarro-Esbri ve arkadaşları [15], bir buhar sıkıştırma kompresöre sahip klima sisteminde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanların karşılaştırma deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Karşılaştırma sonucu R1234yf soğutucu akışkanının R134a soğutucu akışkanına göre %9 daha az soğutma kapasitesine ve %19 daha az STK değerine sahip olduğunu belirtmişlerdir. Zilio ve arkadaşları [16], R134a soğutucu akışkanı kullanılan değişken kapasiteli kompresör, mikro kanallı kondenser ile evaporatörden oluşan kompakt bir otomobil klima sisteminde R1234yf soğutucu akışkanını test etmişlerdir. Lee ve Jung [17], R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ticari tip iklimlendirme sisteminin performansını karşılaştırmak amacı ile bir açık pistonlu buhar sıkıştırma kompresöre sahip bir iklimlendirme deney sistemi oluşturmuşlardır. Deneyler sonucunda R134a'lı sistemin R1234yf'li sisteme göre %2.7 daha büyük STK değerine ve %4 daha fazla soğutma kapasitesine sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Cho ve arkadaşları [18], R134a ve R1234yf soğutucu akışkanının aynı otomobil klima sisteminde

kullanılmasını araştırmışlardır. Deneyler sonucunda R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin R134a'lı sisteme göre %7 daha az soğutma kapasitesine ve %4.5 oranında daha düşük STK'ya sahip olduğunu görmüşlerdir.

Literatür araştırmasından da görüldüğü gibi, R1234yf soğutucu akışkanın otomobil klima sisteminde kullanımı ile ilgili olarak detaylı deneysel performans analizi araştırmaları çok az sayıda bulunmaktadır. Bu çalışmada, otomobil klima sisteminde R1234yf soğutucu akışkan kullanımı deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sistem, orijinal otomobil klima sistemi parçaları ile çeşitli mekanik ve elektriksel ölçüm cihazlarıyla laboratuvar ortamında kurulmuştur. Sistemin soğutma çevrimi, evaporatör, kondenser, sıvı tankı, kompresör, genleşme elemanından oluşmaktadır. Oluşturulan deneysel otomobil klima sistemi anlık olarak kontrol yapabilen ve veri alabilen sistemler ile donatılmıştır. Deneyler, kompresör devrine, kondenser ile evaporatör giriş hava akım sıcaklıklarına bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucu elde edilen verilere enerji analizi uygulanarak R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin çeşitli performans parametreleri belirlenmiş ve grafikler halinde sunulmuştur.

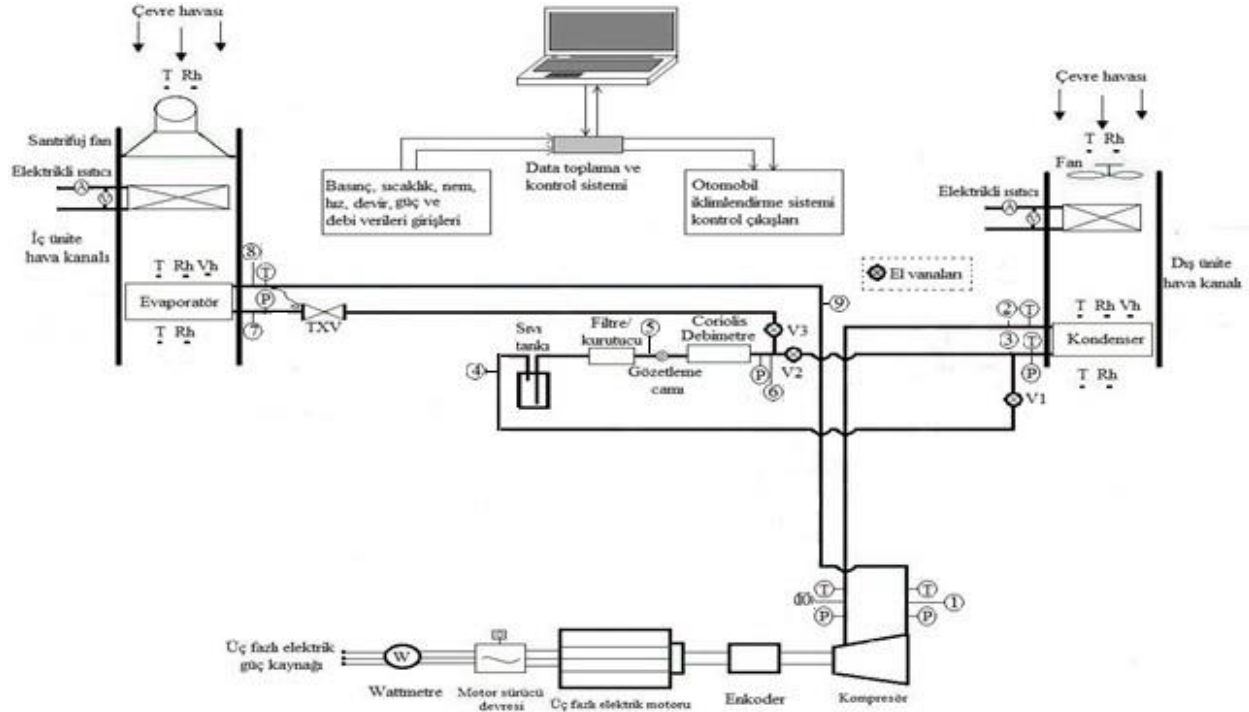
2. Deneysel Çalışma

Deneysel otomobil klima sistemi, orijinal otomobil klima sistemi soğutma çevrimi bileşenlerinden, istenilen şartlarda deneysel koşulları şartlandıracak olan şartlandırma ekipmanlarından, performans verilerin alınmasını sağlayan ölçüm cihazları ile data toplama/kontrol sistemlerinden ve bütün deney sistemine yer temin eden deney masası ile dış ve iç ünite hava kanallarından oluşmaktadır. Deneysel otomobil klima sistemi soğutma çevrimi bileşenleri paralel akımlı ve mikro kanallı kondenser, termostatik genleşme valfi, lamine tip evaporatör, sıvı tankı – filtre kurutucusu, eksenel tip çift kondenser fanı, santrifüj tip evaporatör fanı, el vanaları ve kompresör elemanından oluşmaktadır. Deneysel otomobil klima sistemin şematik resmi Şekil 1'de, kullanılan soğutma çevrimi bileşenleri ise Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Deneysel otomobil klima sistemi soğutma çevrimi bileşenleri

Kompresör	Sanden SD7H15
Kondenser	Paralel akımlı mikro kanallı
Evaporatör	Lamine tip
Genleşme valfi	İçten dengeli termostatik genleşme valfi
Soğutma çevrimi boru bağlantıları	1/2", 5/8", 3/8" iç çaplı bakır borular

Deneysel sistemin soğutma çevrimindeki soğutucu akışkan özelliklerini ölçen ölçüm cihazları; soğutucu akışkanın kütleli debisini ölçen kütle akış sensörü ile Şekil 1'deki şematik resimde görülen noktalardan sıcaklık ve basınç ölçümü yapan cihazlardan oluşmaktadır. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin evaporatör ile kondenser elemanlarının üzerinden geçen hava akımının nem, sıcaklık ve hız özellikleri Şekil 1'de verilen noktalardan alınmıştır. Bu deney sisteminde hava akımı sıcaklık ve nem bilgileri SHT 71 tip sıcaklık-nem sensörü kullanılarak alınmıştır. Deneysel otomobil klima sistemi iç ve dış ünite hava kanalları içerisindeki hava akımı hızları hava akış transmitterleri ile ölçülmüştür. Hava akış transmitterleri hava kanalları içerisindeki hava akışının ortama değerinin alındığı noktalara montajları yapılmıştır. Deneysel otomobil klima sistemi ölçüm cihazların özellikleri Tablo 2'de verilmiştir.



Şekil 1. Deneysel otomobil klima sisteminin şematik resmi.

Tablo 2. Deneysel otomobil klima sistemi ölçüm cihazların özellikleri

Ölçülen değişken	Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Tamlık
Sıcaklık	T Tipi Termokupl	-40 / 350 °C	± 0.5 °C
	SHT 71	-40 / 123.8 °C	± 0.4 °C
Basınç	Vika / S-10	0 / 25 Bar	≤ 0.25 Bar
Nem	SHT 71	0 / 100 RH	± 3 RH
Hava hızı	EE65-VCK200	0.2 / 10 m/s	± 0.2 m/s
Kütle akışı	KROHNE / OPTIMASS 3300C H04	0 / 450 kg/h	± %0.1

Sistemde, klima kompresör hızı, evaporatör ve kondenser giriş hava akım hızı ile sıcaklıkları deneysel koşullara göre şartlandırılmıştır. Deney sisteminde kullanılan klima kompresörü 5.5 kW gücünde bir asenkron motor ile kayış-kasnak mekanizması yoluyla tahrik edilmiştir. Asenkron elektrik motoru ise, 5.5 kW gücünde bir motor sürücüsü ile istenilen devirde döndürülebilmektedir. Klima kompresörünün devri enkoder yardımıyla anlık olarak alınmakta ve devir verisi elektronik kontrol sisteminde değerlendirilerek istenen deney kompresör devrine göre klima kompresörünü tahrik eden elektrik motorunun hızını ayarlanarak klima kompresörü istenilen devirde döndürülmesi sağlanmaktadır. Evaporatör ve kondenser hava kanalları içerisine hava akışına engel olmayacak, hava ile homojen bir karışım sağlayacak ısıtıcı rezistanslar yerleştirilmiştir. Bu rezistanslar deney koşullarına göre elektronik kontrol ünitesi sayesinde enerjilendirilerek istenilen kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları elde edilmiştir. Kondenser ve evaporatör hava kanalları girişine yerleştirilen evaporatör ve kondenser fanları kanallar içerisindeki hava akım hız sensörlerinden gelen verilere göre istenilen hava akım hızları elde edilmektedir. Deney sistemindeki tüm veriler data toplama sistemi yardımıyla bilgisayar ortamına aktarılmakta ve bilgisayar ortamında kullanıcı tarafından girilen koşullar kontrol sistemi

yardımla sağlanmaktadır. Deney sistemi ile ilgili ayrıntılı bilgi kaynak [19]'da bulunmaktadır.

3. Termodinamik analiz

R1234yf soğutucu akışkanın enerji analizi yapılırken soğutma çevrimi elemanlarının giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklık verileri alınmıştır. Basınç verileri ise evaporatör ve kondenser elemanları için girişlerinden alınmış ve elemanlardaki basınç düşüşü ihmal edilmiştir. Klima kompresörünün giriş ve çıkış basınçları alınmıştır. Aşağıda enerji denklemleri verilmiştir.

Soğutma kapasitesi, evaporatöre enerjinin korunum ilkesinin uygulanması ile aşağıdaki denklemde verilmiştir.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r(h_9 - h_8) \quad (1)$$

Bu denklemdeki $\dot{m}_r$ kütle akış sensöründen ölçülen kütleli debiyi göstermektedir. Soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki entalpi değerini h_9 göstermektedir. h_8 ise evaporatör girişindeki entalpi değerini göstermektedir.

Soğutucu akışkana verilen kompresör gücü, adyabatik kompresör kabulü ile aşağıdaki denklemden bulunmuştur.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (2)$$

Buradaki h_2 kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan için kompresör çıkış basıncı ile sıcaklığının fonksiyonu olarak bulunmuş entalpi değerini ifade etmektedir. h_1 ise kompresör girişindeki soğutucu akışkan için kompresör giriş basıncı ile sıcaklığının fonksiyonu olarak bulunmuş entalpi değerini ifade etmektedir.

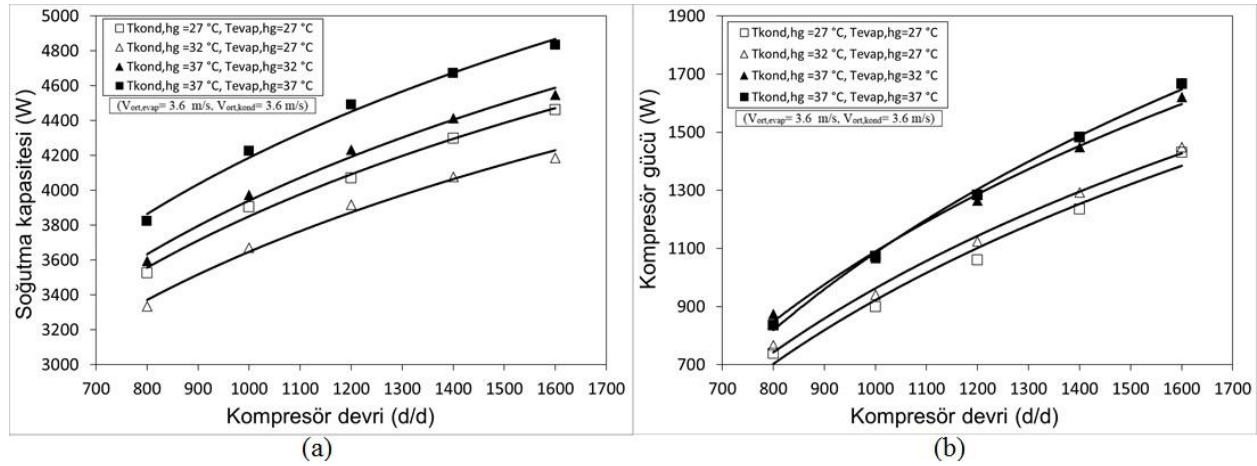
Soğutma sistemlerinin etkinliğini ifade eden STK, evaporatörde ortamdan soğutucu akışkanın üzerine çekilen ısı miktarının kompresörde soğutucu akışkana verilen güce bölünmesiyle bulunur. Soğutma tesir katsayısının denklemi aşağıda verilmiştir.

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \quad (3)$$

3. Bulgular ve tartışma

Soğutucu akışkan olarak R1234yf kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş hava akım sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 2 – 4’de verilmiştir. Bu şekillerin elde edildiği deneylerde, klima kompresör devri, bütün evaporatör ve kondenser giriş hava akımları için evaporatör yüzeyinde buzlanmanın olmadığı 800–1600 devir arası 200 devir artışlı olarak verilmiştir. Kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları, $T_{kond,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{evap,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{kond,hg} = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{evap,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{kond,hg} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{evap,hg} = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{kond,hg} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{evap,hg} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak

seçilmiştir. Evaporatör ve kondenserden geçen ortalama hava akım hızları ise $V_{ort,evap} = 3.6$ m/s, $V_{ort,kond} = 3.6$ m/s olarak belirlenmiştir.



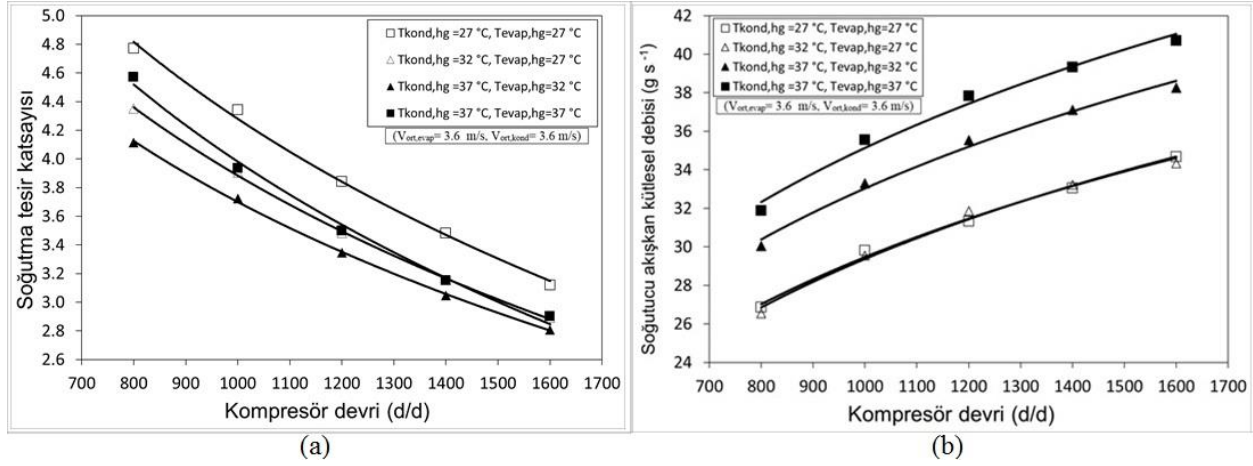
Şekil 2. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sisteminde (a) soğutma kapasitesinin (b) kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 2 (a)'da görülmektedir. Kompresör devri ile aynı evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu soğutma kapasitesi artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi genel olarak % 4–7 arasında azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile yoğuşma sıcaklığının artmasına bağlı olarak evaporatör buharlaşma sıcaklığı artmakta ve bunun sonucunda soğutma kapasitesi azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu soğutma kapasitesinin genel olarak %6 arttığı görülmektedir.

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi, Şekil 2 (b)'de gösterilmiştir. Kompresör gücü, kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile artmaktadır. Kompresör devrinin artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi ve kompresör giriş-çıkış basınç oranının artmasına bağlı olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç artmaktadır.

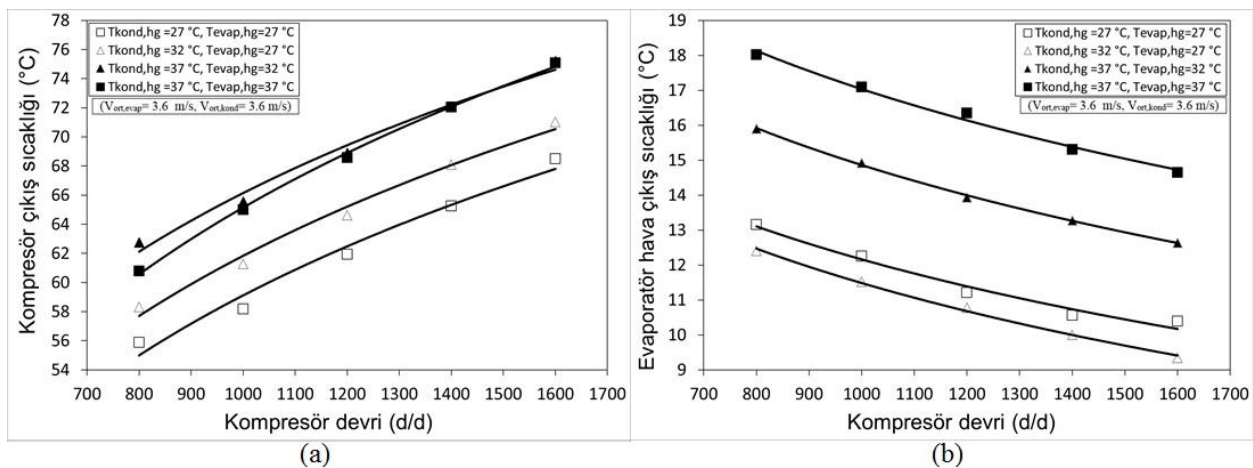
R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının (STK) kompresör devri ile değişimi, Şekil 3 (a)'da sunulmuştur. STK, soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olarak ifade edilmektedir. Kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu STK değeri azalmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesinin % 4–7 azalması ve kompresör gücünün % 2–4 artması sonucu STK % 7–10 azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu

soğutma kapasitesi yaklaşık olarak % 6 artmasına karşın kompresör gücünün % 1–3 arasında artması STK'yı yaklaşık olarak % 11–14 arasında arttırdığı görülmektedir.



Şekil 3. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sisteminde (a) soğutma kapasitesinin (b) soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi.

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 3 (b)'de görülmektedir. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akımları için hava akım sıcaklıklarının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarında değişiklik olmadığı görülmektedir. Kondenser giriş hava akımı sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akımı sıcaklığının artması sonucu sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının yaklaşık % 6 arttığı görülmektedir.



Şekil 4. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sisteminde (a) Kompresör çıkış sıcaklığının (b) evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 4 (a)'da görülmektedir. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması ile soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı yaklaşık 3°C (%5) artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile yoğunlaşma basıncının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı artmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığında genel olarak azalma olduğu görülmektedir.

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 4 (b)'de sunulmuştur. Kompresör devrinin artması ile Şekil 3 (b)'de görüldüğü üzere sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının artması sonucu evaporatör hava çıkış sıcaklığının azalmakta olduğu görülmektedir. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığı artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığın yaklaşık olarak % 6 azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu evaporatör hava çıkış sıcaklığı yaklaşık 2°C (% 15) artmakta olduğu görülmektedir.

3. Sonuçlar

Bu çalışmada, deneysel otomobil klima sistemi elektrik motoru tahrikli olarak otomobil klima sistemi elemanları ile elektriksel ve mekaniksel ölçüm cihazlarını taşıyabilecek şekilde deney masası üzerinde oluşturulmuştur. Deneysel sistem, otomobil klima sisteminin gerçek ortam şartlarının oluşturulması ve deney süresince bu şartların korunması amacı ile elektronik kontrol sistemleri ile donatılmıştır. Deneyler sonucunda alınan verilere enerji analizi uygulanarak performans parametreleri belirlenmiş ve grafikler halinde karşılaştırmaları yapılmıştır. Deneysel sonuçlar R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sisteminin hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi olarak sunulmuştur. Ulaşılan başlıca sonuçlar aşağıdaki gibidir.

- Kompresör devrinin ve aynı evaporatör ile kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu soğutma kapasitesi artmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi genel olarak % 4–7 arasında azalmakta olduğu gözlemlenmiştir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu soğutma kapasitesinin genel olarak % 6 arttığı görülmüştür.
- Kompresör gücünün, kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile artmakta olduğu gözlemlenmiştir.

- Kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıklarının artması ile STK değeri azalmakta olduğu, evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile STK değerinin % 7–10 azalmakta olduğu gözlemlenmiştir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu STK'nın yaklaşık olarak % 11–14 arttığı görülmüştür.
- Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akımları için giriş hava akımları artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarında değişiklik olmadığı, kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucunda sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının yaklaşık % 6 arttığı gözlemlenmiştir.
- Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıklarının artması ile soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı yaklaşık 3°C (yaklaşık % 5) artmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığının artmakta olduğu, kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucunda ise soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığında çok az azalma olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresör devrinin artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığının azalmakta olduğu, aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıklarının artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığının artmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığın yaklaşık % 6 azalmakta olduğu görülmüştür. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu evaporatör hava çıkış sıcaklığın yaklaşık 2 °C (yaklaşık % 15) artmakta olduğu gözlemlenmiştir.

Kaynaklar

- [1] The Kyoto protocol to the united nations framework convention on change, 1997.
- [2] Billiard, F. Refrigeration and air conditioning: what's new at regulatory level. the ninth european conference on technological innovations in refrigeration. Air conditioning and in the food industry, Politecnico, 2001.
- [3] <http://eurlex.europa.eu/lexuriserv/lexuriserv.do?uri=oj:l:2006:161:0001:0011:en:pdf>: 2006. erişim tarihi: 07.07.2010.
- [4] <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/en/txt/?uri=uriserv:oj.l.2014.150.01.0195.01.eng>, erişim tarihi: 21.01.2015.
- [5] Jung D, Park B, Lee H. Evaluation of supplementary/retrofit refrigerants for automobile air-conditioners charged with cfc12. International Journal of Refrigeration, 1999; 22:558–568.

- [6] Ratts EB, Brown JS. An experimental analysis of the effect of refrigerant charge level on an automotive refrigeration system. *Int. J. Therm. Sci.* 2000;39:592–604.
- [7] Lundberg E. An enhanced R-134a climate system. *Automotive alternative refrigerant system symposium, SEA, USA*, 2002.
- [8] Kaynaklı O, Horuz İ. An experimental analysis of automotive air conditioning system. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2003; 30:273–284.
- [9] Hosoz M, Direk M. Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system. *Energy Conversion and Management* 2006; 47:545–559.
- [10] Esen DÖ, Hoşöz M, R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin deneysel performans analizi. *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak* 2006; 21(4):703–709.
- [11] Alkan A, Hoşöz M. Değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil klimasının farklı iki tip genişleme elemanı için deneysel performansı. 4. otomotiv teknolojileri kongresi (OTEKON'08), Bursa, 2008; 237–245.
- [12] Alkan A, Hosoz M. Experimental performance of an automobile air conditioning system using a variable capacity compressor for two different types of expansion devices. *International J. Vehicle Design* 2010; 52:160–176.
- [13] Alkan A, Hosoz M. Comparative performance of an automotive air conditioning system using fixed and variable capacity compressors. *International Journal of Refrigeration* 2010; 33:487–495.
- [14] Navarro E, Martinez-Galvan IO, Nohales J, Gonzálvez-Maciá J. Comparative experimental study of an open piston compressor working with R-1234yf, R-134a and R-290. *International Journal of Refrigeration* 2013;36:768–775.
- [15] Navarro-Esbrí J, Mendoza-Miranda JM, Mota-Babiloni A, Barragán-Cervera A, Belman-Flores JM. Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapour compression system. *International Journal of Refrigeration* 2012;36:860–880.
- [16] Zilio C, Brown JS, Schiochet G, Cavallini A. The refrigerant R1234yf in air conditioning systems. *Energy* 2011; 36:6110–6120.
- [17] Lee Y, Jung G. A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications. *Applied Thermal Engineering* 2012; 35:240–242.
- [18] Cho H, Lee H, Park C. Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf. *Applied Thermal Engineering* 2013; 61:561–569.
- [19] Alkan A. Otomobil klima sisteminde R134a yerine R1234yf kullanımının teorik ve deneysel incelenmesi. Doktora tezi, Sakarya Üniversitesi, Türkiye, 2015.