



R134a'lı Bir Otomobil İklimlendirme Sisteminde Genleşme Elemanı Tipinin Performansa Etkisinin Deneysel Analizi

Experimental Analysis of the Effect of Expansion Device Type on the Performance of an R134a Automobile Air Conditioning System

Umut GÜNGÖR¹ Murat HOŞÖZ^{2,*}

¹ Otomotiv Mühendisliği, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, Türkiye, **Orcid:** 0000-0002-9844-7681

² Otomotiv Mühendisliği, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, Türkiye, **Orcid:** 0000-0002-3136-9586

Araştırma Makalesi

Gönderilme Tarihi : 30/10/2020

Kabul Tarihi : 02/12/2020

Anahtar Kelimeler

Araç İklimlendirme
Orifis Tüp
R134a
Termostatik Genleşme Valfi

Özet

Bu çalışmada, R134a soğutucu akışkanı kullanılan bir otomobil iklimlendirme sistemi, laboratuvar ortamında kurulmuştur. Sistem, genleşme elemanı olarak termostatik genleşme valfi (TGV) ve orifis tüp (OT) ile donatılmış olup her iki tip genleşme elemanı ile testler yapılarak sistemin çeşitli performans parametreleri belirlenmiştir. Testler esnasında kompresör devri, gerçek kullanıma benzeyecek şekilde 1000 d/d ile 2600 d/d arasında 400 d/d artışlarla değiştirilmiştir. Hava akımlarının yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı giriş sıcaklıkları ise aynı anda 30°C, 35°C ve 40°C değerlerinde tutulmuştur. Sistemin performansını belirlemek amacıyla soğutucu akışkan debisi ve soğutma devresinin çeşitli noktalarından soğutucu akışkan basınç ve sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm sonuçlarına bağlı olarak sistem bileşenlerinin enerji analizleri gerçekleştirilmiştir. Bunların sonucunda soğutma kapasitesi, kompresör gücü, yoğunlaştırıcıda atılan ısı ve soğutma tesir katsayısı (STK) gibi performans parametreleri kompresör devrinin ve hava akımı giriş sıcaklıklarının fonksiyonu olarak belirlenmiş ve iki farklı genleşme elemanı tipi için karşılaştırılmalı olarak sunulmuştur. Her iki genleşme elemanı kullanım durumu için kompresör devri ve hava akımı giriş sıcaklıkları arttıkça soğutma kapasitesinin de arttığı, ancak STK'nın düştüğü belirlenmiştir. Bütün testlerin ortalaması olarak TGV kullanan sistemin OT kullanan sisteme göre %12.7 daha büyük soğutma kapasitesi ve %2.4 daha düşük STK değerleri verdiği tespit edilmiştir.

Research Paper

Received Date : 30/10/2020

Accepted Date : 02/12/2020

Keywords

Mobile Air Conditioning
Orifice Tube
R134a
Thermostatic Expansion Valve

Abstract

In this study, a laboratory automobile air conditioning system with refrigerant R134a was set up. The system was equipped with both thermostatic expansion valve (TEV) and orifice tube (OT) as expansion device, and tests were conducted for both expansion devices to evaluate various performance parameters of the system. In the tests, to reflect realistic operations, the compressor speed was changed between 1000 rpm and 2600 rpm with increments of 400 rpm. Furthermore, the temperatures of the air streams entering the condenser and evaporator were simultaneously maintained at 30°C, 35°C and 40°C. In order to evaluate the performance of the system, the refrigerant mass flow rate, refrigerant temperature and pressure measurements at various points of the refrigeration circuit were conducted. Using the measurement data, energy analyses of the system components were performed. Consequently, various performance parameters such as the refrigeration capacity, compressor power, condenser heat rejection rate and coefficient of performance (COP) were determined as functions of the compressor speed and entering air stream temperatures. Then, the results were comparatively presented for both expansion devices. It was found that the refrigeration capacity increased but COP decreased with rising compressor speed and entering air stream temperatures for both expansion devices. As averages of all tests, the system with TEV yielded 12.7% higher cooling capacity but 2.4% lower COP relative to the system with OT.

1. Giriş

Kloroflorokarbon (CFC) grubundan bir soğutucu akışkan olan R12'nin geliştirildiği 1930'lu yıllardan bu

yana taşıt iklimlendirme sistemleri kullanılmaktadır [1]. CFC grubu soğutucu akışkanların atmosfere kaçması durumunda bunlar içinde yer alan Klor atomunun CFC molekülünden ayrılarak Ozon ile reaksiyona girmesi ve atmosferin stratosfer tabakasında yer alan Ozonu tüketmesi nedeniyle CFC grubu soğutucu akışkanların kullanımı

* Sorumlu Yazar (Corresponding Author): mhoso@kocaeli.edu.tr



Montreal Protokolü ile sınırlandırılmıştır [2]. Bunun sonucu olarak 1994 yılından itibaren yeni üretilen araçlarda R12 yerine Ozon tüketme potansiyeli (ODP) bulunmayan ve Hidroflorokarbon (HFC) grubundan bir soğutucu akışkan olan R134a kullanılmaya başlanmıştır [3]. Ancak R134a'nın global ısıtma potansiyeli (GWP) 1430 olduğundan, Avrupa Birliği ülkelerinde üretilen yeni araçlarda kullanımı 2017 yılından itibaren sınırlandırılmıştır [4]. R134a yerine geliştirilen ve Hidrofloroolefin (HFO) grubundan bir soğutucu akışkan olan R1234yf ise 4 gibi düşük bir GWP değerine sahip olmasına rağmen günümüz itibarıyla R134a'ya göre yaklaşık 22 kat daha pahalı olup soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayısının (STK) R134a'dan daha düşüktür [5].

Taşıt iklimlendirme sistemleri üzerine yapılan çalışmalarda, genişleme elemanı olarak genellikle termostatik genişleme valfi (TGV) kullanıldığı görülmekte olup literatürde bu amaçla orifis tüp (OT) kullanılan az sayıda çalışma mevcuttur. Alkan ve Hoşöz, genişleme elemanı olarak OT bulduran bir otomobil iklimlendirme sisteminde sabit ve değişken devirli kompresör kullanarak sistemin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir [6]. Kompresör devrinin artması ile soğutma kapasitesinin ve çevrimde yok edilen toplam ekserjinin arttığını, STK'nın ise azaldığını belirlemişlerdir. Lee and Yoo, bir otomobil klima sisteminin tüm elemanlarının farklı çalışma şartları altındaki deneysel performanslarını araştırmışlardır [7]. Deney sonuçlarını kullanarak performansı belirleyen ampirik denklemler geliştirmişler ve buharlaştırıcı ile yoğuşturucu simülasyonu yapan bir bilgisayar programı hazırlamışlardır. Ayrıca, yoğuşturucu boyutları ve soğutucu akışkan miktarının performansa etkisini incelemişlerdir. Esen ve Hoşöz, genişleme elemanı olarak TGV kullanan deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminin performansını R12 ve R134a soğutucu akışkanları için test etmişlerdir [8]. R134a'lı sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin R12'li sistemden daha düşük olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Brown ve ark., bir otomobil iklimlendirme sisteminde soğutucu akışkan olarak CO₂ ve R134a kullanılması durumlarında soğutma çevriminin yarı teorik modelini oluşturarak sistem performansını araştırmışlardır [9]. R134a soğutucu akışkanının CO₂ soğutucu akışkanından daha yüksek STK değerleri verdiğini ve STK değerinin kompresör devri ile ortam sıcaklığına bağlı olarak değiştiğini belirlemişlerdir. Kaynaklı ve Horuz, R134a'lı bir otomobil iklimlendirme sisteminin performansının dış ortam sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklığı ile kompresör devrine bağlı olarak değişimini deneysel olarak incelemişlerdir [10]. Ratts ve Brown, R134a'lı bir otomobil iklimlendirme sisteminin soğutma devresindeki her bir bileşende meydana gelen kayıpları sisteme şarj edilen soğutucu

akışkan miktarının fonksiyonu olarak tanımlamış ve hesaplamışlardır [11]. Kayıpların büyük oranda kompresör ve yoğuşturucuda meydana geldiğini ve sisteme şarj edilen soğutucu akışkan miktarının azalmasıyla kayıpların da azaldığını tespit etmişlerdir. Alkan ve Hosoz, genişleme elemanı olarak TGV bulduran, değişken ve sabit kapasiteli iki ayrı kompresör kullanabilen R134a'lı deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminin performans analizini gerçekleştirmişlerdir [12]. Deneyler sonucunda, değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemin soğutma kapasitesinin daha düşük olmasına rağmen sabit kapasiteli kompresör kullanılan sisteme göre daha yüksek STK değerleri verdiğini belirlemişlerdir. Aynı araştırmacılar, değişken kapasiteli kompresöre sahip R134a'lı bir otomobil iklimlendirme sisteminde genişleme elemanı olarak TGV ve OT kullanarak farklı kompresör hızlarında ve dış ortam sıcaklıklarında sistem performansını belirlemişlerdir [13]. Deneyler sonucunda, her iki tip genişleme elemanı için kompresör devrinin artmasıyla soğutma kapasitesinin arttığını ve STK değerlerinin azaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca, yoğuşturucuya giren hava sıcaklığının artmasıyla soğutma kapasitesi ve STK değerleri düşerken buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığının artmasıyla bunların da arttığını tespit etmişlerdir. TGV kullanan sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin OT kullanan sisteme göre daha yüksek olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Preissner ve ark., laboratuvar ortamında kurdukları R134a'lı otomobil iklimlendirme sistemine, performansı arttırmak amacıyla emme ve sıvı hatları arasında çalışan bir iç ısı değiştirici ekleyerek ısı değiştirici kullanılan ve kullanılmayan iki sistemin performansını araştırmışlardır [14]. Isı değiştiricisinin kullanıldığı sistemde soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Li ve ark., step motor ile çalışan bir elektronik genişleme valfinin otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılmasının sistem performansına etkisini incelemişlerdir [15]. Elektronik genişleme valfi kullanan sistemde buharlaştırıcı çıkış sıcaklığının yaklaşık 3°C daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Kocatürk ve Salman, R134a'lı bir otomobil iklimlendirme sistemi deney düzeneği kurarak sistemin performansını yoğuşturucu fanının hızına ve dış çevre şartlarına bağlı olarak incelemişlerdir [16]. Yoğuşturucu fan hızı arttıkça sistemin STK değerlerinin yükseldiğini tespit etmişlerdir. Lee ve Jung, bir otomobil iklimlendirme sisteminde R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının deneysel performans analizini gerçekleştirmişlerdir [17]. Deney sonuçlarına göre, R1234yf'li sistemin STK ve soğutma kapasitesinin R134a'lı sisteme göre sırasıyla %2.7 ve %4 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Daviran ve ark., TGV kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları için bilgisayar ortamında bir

simülasyon modelini geliştirmişlerdir [18]. Sistemi sabit debide çalıştırdıklarında, R1234yf'li sistemin STK değerlerinin R134'lı sisteme göre yaklaşık %18 daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Sistemi sabit soğutma kapasitesinde çalıştırdıklarında ise R1234yf'li sistemde soğutucu akışkan debisinin R134a'lı sisteme göre yaklaşık %27 daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Direk ve ark., deneysel bir otomobil iklimlendirme sistemine bir iç ısı değiştirici ekleyerek R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için sistemin performansını araştırmışlardır [19]. Sistemde iç ısı değiştirici kullanılmaması durumunda, R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin R134a'lı sisteme göre ortalama olarak sırasıyla %17.1 ve %12.4 daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Sistemde iç ısı değiştirici kullanılması durumunda ise R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin R134a'lı sisteme göre ortalama olarak sırasıyla %7.9 ve %4.1 daha düşük olduğunu belirlemişler ve iç ısı değiştirici sayesinde performansın önemli ölçüde iyileştiğini tespit etmişlerdir. Sieres ve Santos, düşük kapasiteli deneysel bir iklimlendirme sisteminde R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarını farklı kompresör devirleri, buharlaşma sıcaklıkları ve yoğuşma sıcaklıklarında test etmişlerdir [20]. Enerji verimliliği ve soğutma kapasitesi bakımından iki soğutucu akışkanı kıyasladıklarında, performanslarının birbirine yakın olduğunu tespit etmişlerdir. Meng ve ark., deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminde R134a akışkanına alternatif olarak kütlece 89:11 oranında R1234yf/R134a karışımını farklı kompresör devirlerinde ve ortam şartlarında test etmişlerdir [21]. Deneyler sonucunda, R1234yf/R134a karışımının R134a soğutucu akışkanına çok yakın soğutma kapasitesi ve STK değerleri verdiğini gözlemlemişlerdir. R134a'ya göre daha çevre dostu olan bu karışımın iyi bir R134a alternatifi olabileceği sonucuna ulaşmışlardır. Aral ve ark., soğutucu akışkan olarak R134a ve R1234yf kullanabilen, genleşme elemanı olarak TGV içeren deneysel bir otomobil iklimlendirme/ısı pompası sistemi geliştirerek sistem performansını yaz ve kış çalışma modları için belirlemişlerdir [22]. Yaz modunda, R1234yf'li sistemin R134a'lı sisteme göre ortalama olarak %5.8 daha düşük soğutma kapasitesi ve %11.9 daha düşük STK değerleri verdiğini tespit etmişlerdir. Devcioğlu ve ark., R134a'lı deneysel bir soğutma sisteminde düşük GWP değerine sahip R1234yf ve R1234ze(E) akışkanlarının performanslarını test edilmişlerdir [23]. GWP değeri düşük olan akışkanlardan daha iyi performans elde edebilmek amacıyla sisteme bir iç ısı değiştiricisi eklenmişlerdir. R1234ze(E)'li sistem R1234yf'li sisteme göre daha düşük soğutma kapasitesi ve enerji tüketimi sağlamış, ancak daha yüksek bir STK değeri vermiştir. İç ısı değiştiricisi kullanan R1234ze(E)'li sistem, iç ısı değiştiricisi kullanmayan R134a'lı sisteme göre %3 daha

iyi STK değeri vermiştir. Andrızal ve ark., R134a akışkanı ve genleşme elemanı olarak OT kullanan bir otomobil iklimlendirme deney sisteminin performans analizini yapmışlardır [24]. ADDIE model geliştirme yöntemi ile bir simülasyon oluşturarak gerçek değerlerle simülasyon modelini kıyaslamışlardır. Deney sonuçlarına göre geliştirilen simülasyon modelinin STK değerinin 4.88 olduğunu ve deneysel sistemin sonuçlarının %93 oranında bu değere yaklaştığı gözlemişlerdir. Rajendran ve ark., deneysel bir otomobil iklimlendirme sistemine bir iç ısı değiştiricisi eklemiş ve R134a akışkanı kullanarak iki farklı TGV ayarında performans değerlendirmesi yapmışlardır [25]. Deneyler sonucunda, ısı değiştiricisi eklenen sistemde TGV orijinal ayarında kullanıldığında, STK değeri %2.8 artmıştır. Aynı sistem, TGV'nin yeni bir kızgınlık ayarına göre düzenlendiğinde ise soğutma kapasitesi ve STK değerleri sırasıyla % 6.7 ve % 16.2 artmıştır.

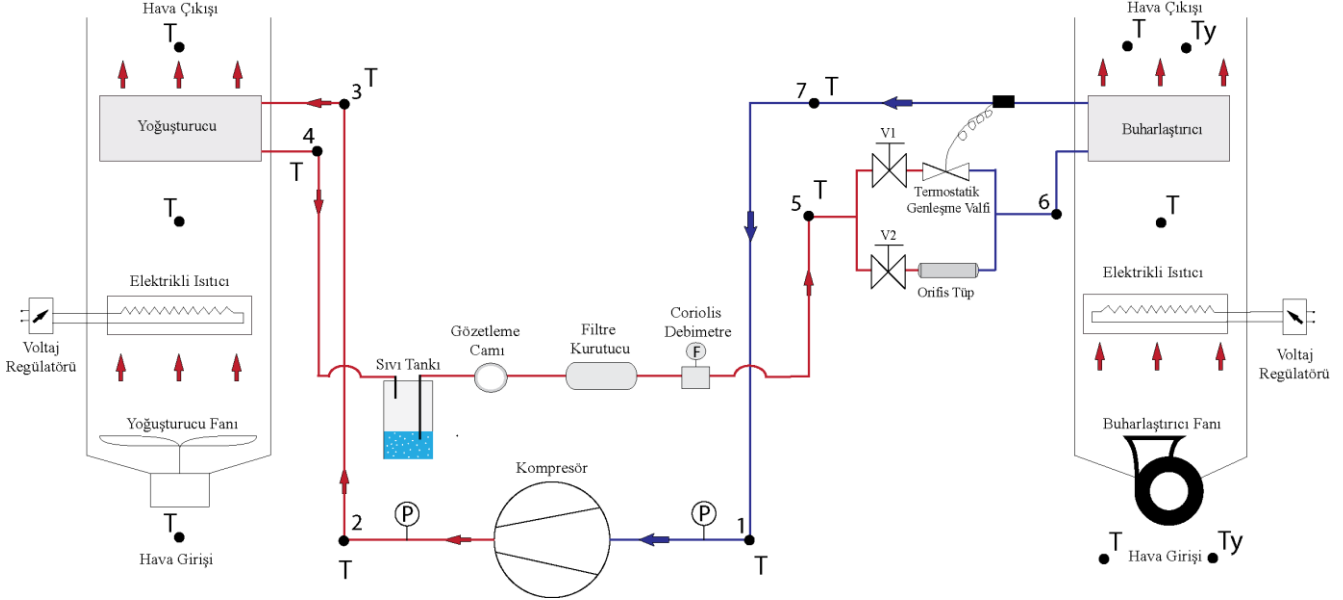
Literatür araştırmasında görüldüğü gibi, taşıt iklimlendirme sistemleri üzerine yapılan çalışmalarda genleşme elemanı olarak genellikle TGV kullanılmış olup OT kullanan çalışmalar çok nadirdir. Bu çalışmalarda, sistemde değişken kapasiteli kompresör kullanıldığı anlaşılmaktadır. Sunulan çalışmada ise, genleşme elemanı olarak OT ve TGV kullanan sabit kapasiteli kompresöre sahip deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminin soğutucu akışkan debisi, buharlaşma sıcaklığı, soğutma kapasitesi, yoğuşturucuda atılan ısı, kompresör gücü, STK ve kompresör çıkış sıcaklığı gibi performans parametreleri, kompresör devrine ve buharlaştırıcı ile yoğuşturucuya giren hava akımlarının sıcaklıklarına bağlı olarak geniş bir test aralığında belirlenmiş ve her iki tip genleşme elemanı için grafikler ile sunulmuştur.

2. Malzeme ve Yöntem

Bu çalışmada, aynı taşıt iklimlendirme sisteminin TGV ve OT kullanması durumlarındaki çeşitli performans parametrelerini karşılaştırmak amacıyla bir otomobil iklimlendirme sisteminin parçaları laboratuvar ortamında bakır boru hatları ile birleştirilerek deneysel bir sistem elde edilmiştir. Sistemde, içten yanmalı motor yerine üç fazlı asenkron bir elektrik motoruyla çalıştırılan eğik plakalı kompresör, lamine tip buharlaştırıcı, mikro kanallı paralel akımlı yoğuşturucu, sıvı tankı, filtre/kurutucu, gözetleme camı ve genleşme elemanı olarak hem TGV hem de OT bulunmaktadır. Sistemin şematik görünümü, Şekil 1'de gösterilmiştir. Sistemin test edileceği genleşme elemanının tipine bağlı olarak TGV veya OT önündeki vanalardan biri açılarak diğeri kapalı tutulmaktadır.

Deneysel sistemde kullanılan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı, her birinin uzunluğu yaklaşık 1 m olan hava

kanalları içine yerleştirilmiştir. Yoğuşturucu kanalı içindeki hava akımı yoğuşturucunun orijinal eksenel fanı ile sağlanırken buharlaştırıcı kanalı içindeki hava akımı orijinal santrifüj fan ile elde edilmektedir. Deneysel sistemdeki yoğuşturucu ve buharlaştırıcı fanları, deneyler esnasında maksimum devirde çalıştırılmış olup yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdaki ortalama hava hızları sırasıyla 3.1 m/s ve 2.1 m/s olarak ölçülmüştür.



Şekil 1. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin şeması.

Soğutma çevrim bileşenlerine enerji analizi uygulayabilmek için soğutucu akışkanın tüm elemanların giriş ve çıkışındaki özelliklerinin bilinmesi gereklidir. Bu amaçla kompresör giriş ve çıkışlarındaki soğutucu akışkan basınçları Bourdon tipi manometreler ile ölçülmüş olup kompresör ve genişleme elemanı dışındaki elemanlarda ve boru hatlarında basınç kaybı olmadığı kabul edilmiştir.

Soğutma çevriminin bütün bileşenlerinin giriş ve çıkışlarındaki soğutucu akışkan sıcaklıkları, K tipi termokupullar ile ölçülmüştür. Çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi, sıvı hattına monte edilmiş Coriolis tipi debimetre ile ölçülmüştür. Kompresörün dönüş hızı, kompresör kasnağına yapıştırılmış yansıtıcı kağıttan ışığın yansımaları ilkesine göre çalışan fotoelektrik takometre ile ölçülmüştür.

Hava akımının yoğuşturucu hava kanalına giriş kuru termometre sıcaklığı, ısıtıcı sonrası yoğuşturucu girişindeki kuru termometre sıcaklığı ve yoğuşturucu çıkış kuru termometre sıcaklığı K tipi termokupullar ile ölçülmüştür. Hava akımının buharlaştırıcı hava kanalı girişindeki kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, ısıtıcı sonrası buharlaştırıcı girişindeki kuru termometre sıcaklığı ve buharlaştırıcı çıkışındaki kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ise yine K tipi termokupullar ile ölçülmüştür. Sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri Tablo 1’de gösterilmiştir.

Sistemin farklı hava giriş sıcaklıklarında test edilebilmesini sağlamak amacıyla yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdan önce, sırasıyla 5.6 kW ve 1.8 kW güçlerinde elektrikli ısıtıcılar yerleştirilmiştir. Birer potansiyometre yardımı ile şebeke gerilimi düşürülerek, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı girişlerinde istenen hava sıcaklıkları sağlanacak şekilde bu ısıtıcılar çalıştırılabilmektedir.

Tablo 1. Ölçüm cihazlarının özellikleri.

Ölçülen Parametre	Ölçüm Cihazı	Ölçüm Aralığı	Doğruluk
Sıcaklık	K tipi termokupl	-50°C/500°C	±0.5°C
Basınç	Bourdon manometre	-1/10, 0/30 bar	±0.1/0.5 bar
Kompresör devri	Fotoelektrik takometre	10/999999 d/d	±%0.1
Hava hızı	Pervaneli anemometre	0.1/15 m/s	±%3
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis debimetre	0/350 kg/h	±%0.1

Deneysel sistemde, bütün test koşullarında optimum performansı veren 2400 g R134a soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Kompresörde ise 200 cm³ PAG tipi kompresör yağı kullanılmıştır.

Testler esnasında, deneysel sistemde genişleme elemanı olarak öncelikle TGV kullanılmıştır. Kompresör devri 1000 d/d ile 2600 d/d arasında 400 d/d artışlar ile değiştirilmiştir. Her kompresör devri için hava akımlarının yoğuşturucu ve buharlaştırıcı giriş sıcaklıkları ise aynı anda 30°C, 35°C ve 40°C değerlerinde tutularak testler yapılmıştır. TGV ile testler tamamlandıktan sonra aynı

şartlar altında OT ile testler gerçekleştirilmiştir. Her genleşme elemanı tipi için 15 adet olmak üzere toplam 30 adet sürekli rejim testi yapılmıştır. Kompresör giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık ve basınçlar 2 dakika boyunca $\pm 1^\circ\text{C}$ 'den fazla değişmediğinde, sistemin sürekli rejime ulaştığı anlaşılmış ve ilgili test için gerekli ölçümler gerçekleştirilmiştir.

3. Termodinamik Analiz

Deneysel sistemin Şekil 1'de gösterilen numaralandırılmış noktalarından ölçülen soğutucu akışkan sıcaklıkları ile kompresör emme ve basma basınçları kullanılarak ilgili noktalardaki soğutucu akışkan özellikleri REFPROP 9.1 programından [26] elde edilmiştir. Her bir bileşen için enerjinin korunumu denklemi yazılarak programdan elde edilen soğutucu akışkan özellikleri bu denklemlere taşınmıştır. Enerjinin korunumu denklemlerinde tüm bileşenler için kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir. Bu durumda buharlaştırıcının soğutma kapasitesi aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{soğ}(h_7 - h_6) \quad (1)$$

Burada $\dot{m}_{soğ}$ soğutucu akışkanın debisini, h_7 ve h_6 ise buharlaştırıcıdan çıkan ve buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanın entalpilerini göstermektedir. Sistemde 5 ve 6 noktaları arasında TGV bulunduğu ve bu bileşendeki genleşme işleminin sabit entalpide gerçekleştiği kabul edildiğinden, h_6 değeri h_5 'e eşit olarak alınmıştır. h_5 entalpisi, kompresör basma hattı basıncı ile 5 noktasında ölçülen sıcaklık kullanılarak belirlenmiştir. h_7 entalpisi ise 7 noktasında ölçülen sıcaklık ve kompresör emme hattı basıncı yardımı ile bulunmuştur. Çevre ile olan ısı transferinin ihmal edilmesiyle soğutucu akışkanın kompresörde absorbe ettiği güç, aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

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

Soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olarak tanımlanan ve sistemin enerji etkenliğini gösteren soğutma tesir katsayısı ise aşağıdaki denklemden belirlenebilir.

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

Soğutucu akışkanın yoğuşturucuda çevre havasına attığı ısı ise aşağıdaki denklemden bulunabilir.

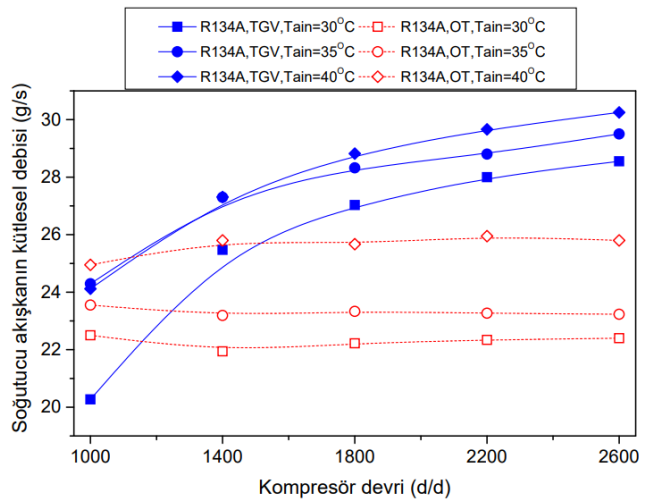
$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{soğ}(h_3 - h_4) \quad (4)$$

Bu denklemdeki h_3 ve h_4 entalpileri, kompresör basma hattı basıncı ile 3 ve 4 noktalarından ölçülen sıcaklıklar yardımı ile belirlenmiştir.

4. Bulgular ve Tartışma

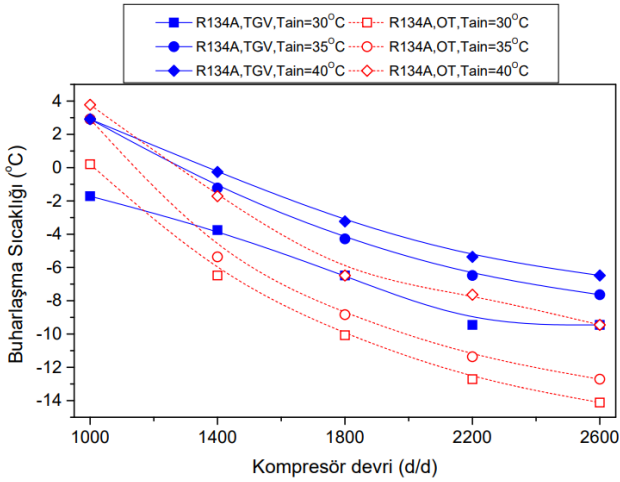
Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin OT ve TGV kullanılması durumundaki çeşitli performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı girişindeki üç farklı hava akımı sıcaklığı için Şekil 2-9 arasında gösterilmiştir.

Kompresör devrine göre çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütsel debisi Şekil 2'de gösterilmiştir. Buna göre, kompresör devri arttıkça TGV'li sistemde debinin hızla arttığı, OT'li sistemde ise hafifçe yükseldiği görülmektedir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı girişindeki hava akımı sıcaklıkları arttıkça, her iki sistemde de debinin arttığı anlaşılmaktadır. TGV'li sistemde devir arttığında buharlaşma basıncı düşmekte ve buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık artma eğilimi göstermektedir. Bu durumda TGV açılarak soğutucu akışkan debisini arttırmaktadır. OT'li sistemde ise soğutucu akışkan debisi yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları arasındaki fark ile orantılıdır. Bu basınç farkı devir ile çok az arttığından OT'li sistemde soğutucu akışkan debisi kompresör devriyle birlikte çok az yükselmektedir. Hava akımı giriş sıcaklıkları arttığında ise buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlığın artma eğiliminde olması nedeni ile TGV açılarak debiyi arttırmakta ve kızgınlığı normal değerine düşürmektedir. OT'li sistemde ise artan hava giriş sıcaklıkları ile birlikte yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları arasındaki fark büyüdüğü için soğutucu akışkan debisi de yükselmektedir. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TGV kullanan sistemin OT kullanan sisteme göre %14.5 daha büyük soğutucu akışkan debisi ile çalıştığı anlaşılmaktadır.

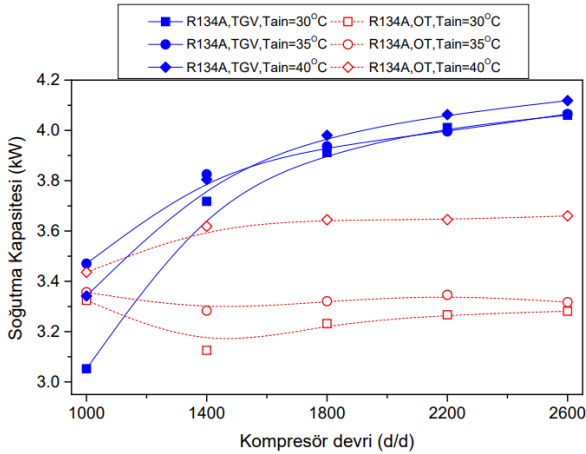


Şekil 2. Soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ile değişimi.

Buharlaştırma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi Şekil 3'te gösterilmiştir. Kompresör devri ile birlikte TGV'li sistemde buharlaştırma sıcaklığının azaldığı, ancak OT'li sistemde daha fazla azaldığı görülmektedir. Yoğuşurucu ve buharlaştırıcı girişindeki hava akımı sıcaklıkları arttıkça her iki sistemde de buharlaştırma sıcaklığının yükseldiği görülmektedir. Kompresör devrinin artmasına bağlı olarak buharlaştırma basıncı düşmekte, yoğuşma basıncı ise artmaktadır. Buharlaştırma sıcaklığı da buharlaştırma basıncı ile birlikte düşmektedir. Artan kompresör devri ile birlikte buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık her iki sistemde de artma eğiliminde olmaktadır. Bu durumda TGV açılarak debiyi arttırmakta ancak OT'li sistemin debiye önemli bir etkisi bulunmamaktadır. Artan debinin sonucu olarak TGV'li sistemde buharlaştırma sıcaklığının devirle azalması, OT'li sistem kadar büyük değerlerde olmamaktadır. OT'li sistemde en düşük ve en yüksek buharlaştırma sıcaklıkları sırayla, -14.1°C ve 3.8°C 'dir. TGV'li sistemde ise en düşük ve en yüksek buharlaştırma sıcaklıkları sırayla, -9.4°C ve 2.9°C 'dir. TGV ve OT'li sistemde buharlaştırma sıcaklıklarının ortalaması ise sırasıyla, -4.0°C ve -6.7°C 'dir.



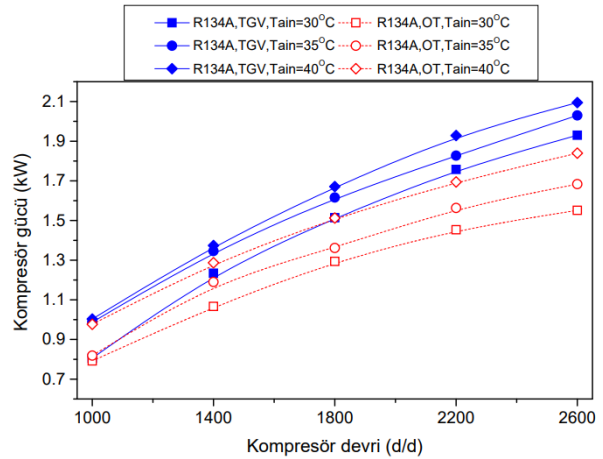
Şekil 3. Buharlaştırma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.



Şekil 4. Soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi.

Soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi Şekil 4'te gösterilmiştir. Soğutma kapasitesi, büyük oranda çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisine bağlıdır. Şekil 2'de görüldüğü gibi TGV'li sistemde soğutucu akışkan debisi kompresör devri ile hızla artarken OT'li sistemde debi, devir ile çok az artmaktadır. Bu nedenle, TGV'li sistemde soğutma kapasitesinin devirle büyük oranda arttığı ancak OT'li sistemde hafif bir artış olduğu görülmektedir. Yoğuşurucu ve buharlaştırıcı girişindeki hava akımı sıcaklıkları arttıkça her iki sistemde de soğutma kapasitesinin arttığı görülmektedir. Buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığı arttıkça buharlaşan soğutucu akışkan daha çok ısı çekerek soğutma kapasitesinin artmasına neden olmaktadır. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TGV kullanan sistem OT kullanan sisteme göre %12.7 daha büyük soğutma kapasitesi sağlamaktadır.

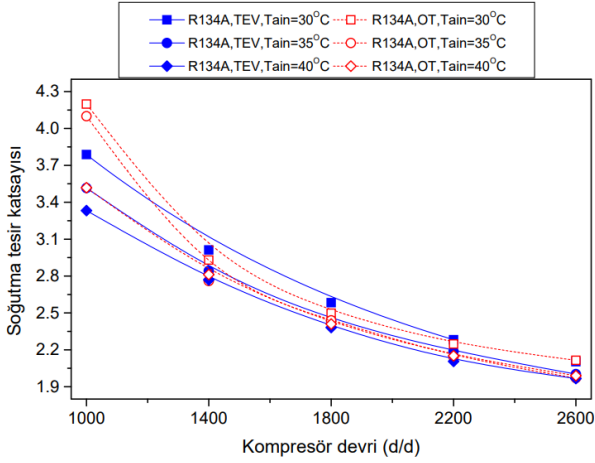
Kompresörde soğutucu akışkanın absorbe ettiği gücün kompresör devri ile değişimi Şekil 5'te gösterilmiştir. Kompresör gücü, çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisinin ve kompresördeki basınçlar oranının fonksiyonu olarak değişir. Devir arttıkça soğutucu akışkan debisi ve kompresör basınçlar oranı yükseldiğinden, her iki genişleme elemanı için kompresör gücünün de arttığı görülmektedir. Ayrıca buharlaştırıcı ve yoğuşurucuya giren hava akımlarının sıcaklıkları arttıkça soğutucu akışkan debisi artmakta ve bunun sonucunda kompresör gücü de yükselmektedir. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TGV kullanan sistem OT kullanan sisteme göre %15.1 daha büyük kompresör gücü kullandığı belirlenmiştir.



Şekil 5. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.

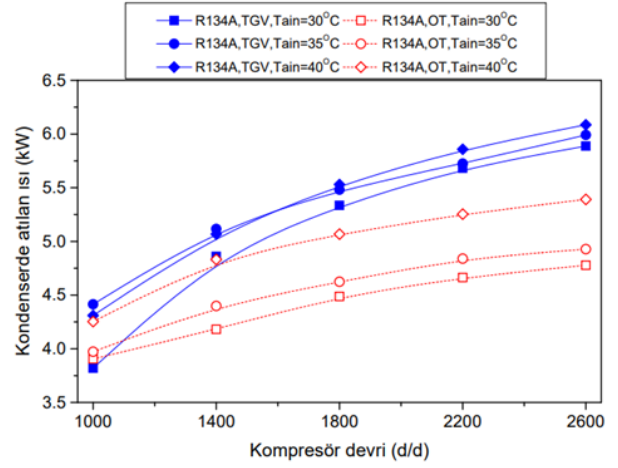
Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi Şekil 6'da verilmiştir. Kompresör devri arttıkça kompresör gücü ve soğutma kapasitesi, her iki tip genişleme elemanı için de artmaktadır. Ancak kompresör gücündeki artış soğutma kapasitesindeki artıştan daha büyük oranda olduğu için STK, artan kompresör devri ile düşmektedir.

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıya giren hava akımlarının sıcaklıkları birlikte artırıldığında, STK'nın her iki genişleme elemanı durumunda da düştüğü görülmektedir. Yoğuşturucuya gelen dış hava sıcaklığı arttıkça STK'nın azaldığı, buharlaştırıcıya gelen dış hava sıcaklığının arttıkça STK'nın yükseldiği bilinmektedir. Hava akımlarının giriş sıcaklıkları aynı anda artırıldığında ise yoğuşturucu giriş sıcaklığının STK'yı düşürme yönündeki etkisi, buharlaştırıcı giriş sıcaklığının artırma yönündeki etkisini yenmekte ve STK, artan hava akımı giriş sıcaklıkları ile birlikte düşmektedir. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TGV kullanan sistemin OT kullanan sisteme göre %2.4 daha düşük STK değerleri verdiği tespit edilmiştir. Bu nedenle, TGV'li sistemin enerji kullanım etkenliğinin, OT'li sistem kadar yüksek olmadığı anlaşılmaktadır.



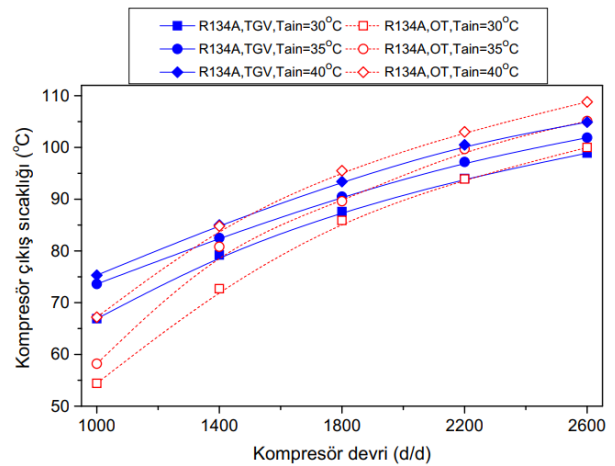
Şekil 6. STK'nın kompresör devri ile değişimi.

Yoğuşturucuda atılan ısının kompresör devri ile değişimi Şekil 7'de gösterilmektedir. Yoğuşturucudan atılan ısı, kompresör gücü ile soğutma kapasitesinin toplamından oluşmaktadır. Kompresör gücü ve soğutma kapasitesi, her iki genişleme elemanı için kompresör devri ile birlikte yükselmektedir. Ancak TGV'li sistemde soğutma kapasitesinin devir ile artışı OT'li sisteme göre daha fazla olmaktadır. Bu durumda yoğuşturucuda atılan ısı, her iki sistemde kompresör devri ile birlikte artmakta, ancak bu artış TGV'li sistemde daha büyük oranda gerçekleşmektedir. Hava akımlarının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu girişindeki sıcaklıkları arttıkça hem soğutma kapasitesi hem de kompresör gücü arttığından, yoğuşturucuda atılan ısı da artmaktadır. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TGV kullanan sistem OT kullanan sisteme göre %13.7 daha büyük yoğuşturucu ısı atımı değerleri vermektedir.



Şekil 7. Yoğuşturucuda atılan ısının kompresör devri ile değişimi.

Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 8'de gösterilmiştir. Kompresör çıkış sıcaklığı arttıkça kompresör yağı özelliğini kaybedebilmekte ve kompresör ömrü kısalmaktadır. Düşük kompresör çıkış sıcaklıkları ise ihtiyaç duyulan yoğuşturucu ısı transferi alanında artışa neden olmakta ve büyüyen yoğuşturucu nedeni ile iklimlendirme sisteminin ağırlığının artmasına yol açmaktadır. Kompresör devri arttıkça kompresörden çıkan soğutucu akışkanın basıncı ve kompresörde soğutucu akışkana verilen güç arttığı için soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki sıcaklığı da artmaktadır. TGV'li sistemde en düşük ve en yüksek kompresör çıkış sıcaklığı sırasıyla, 66.9°C ve 104.9°C'dir. OT'li sistemde ise en düşük ve en yüksek kompresör çıkış sıcaklığı sırasıyla, 54.4°C ve 108.8°C'dir. TGV ve OT'li sistemde kompresör çıkış sıcaklıkları ortalaması ise sırasıyla, 88.8°C ve 86.6°C'dir.



Şekil 8. Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.

5. Sonuçlar

Bu çalışmada, genleşme elemanı olarak TGV ve OT kullanan deneysel bir otomobil iklimlendirme sistemi, üç farklı yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı hava akımı giriş sıcaklığı için kompresör devri değiştirilerek sürekli rejimde test edilmiştir. Deneysel sonuçları yardımıyla deneysel sistemin bileşenlerine enerjinin korunumu denklemi uygulanarak sistemin çeşitli performans parametreleri genleşme elemanı tipine bağlı olarak elde edilmiş ve aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- TGV kullanan sistem, OT kullanan sistemden ortalama %14.5 daha yüksek soğutucu akışkan debisi ile çalışmaktadır.
- Deneysel sistemde TGV ve OT kullanılması durumları için ortalama buharlaşma sıcaklıkları, sırasıyla -4.0°C ve -6.7°C olmaktadır.
- TGV kullanımı, OT kullanımına göre ortalama %12.7 daha büyük soğutma kapasitesine yol açmaktadır.
- TGV kullanan sistemde kompresör gücü, OT kullanan sisteme göre ortalama %15.1 daha büyüktür.
- TGV kullanan deneysel sistemin soğutma tesir katsayısı, OT kullanımına göre %2.4 daha düşük olmaktadır.
- TGV kullanımı, OT kullanımına göre %13.7 daha büyük yoğunlaştırıcı ısı atımına neden olmaktadır.
- TGV ve OT kullanılması durumları için soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklıkları, ortalama olarak sırasıyla 88.8°C ve 86.6°C'dir.

Bu sonuçlardan anlaşılacağı üzere, sabit kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminde genleşme elemanı olarak TGV yerine OT kullanıldığında, soğutma kapasitesinde azalma olmakta ancak STK arttığından sistemin enerji kullanım etkinliği yükselmektedir. Gelecek çalışmalarda, R134a yerine geliştirilen R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı sistemlerde TGV yerine OT kullanımının performansa etkisi araştırılabilir.

Kaynaklar

- [1] Bhatti M.S., 1999. Evaluation of automotive air conditioning, riding in comfort: Part II. ASHRAE Journal, 41, 44–50.
- [2] UNEP, 1987. Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer, final act. United Nations Environment Programme. <https://www.unenvironment.org/resources/report/montreal-protocol-substances-deplete-ozone-layer-final-act>.

- [3] Kuijpers L., 1994. Retrofitting with non-CFC substitutes. United Nations Environment Programme Report.
- [4] EU, 2014. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Official Journal of European Union, L 150/195.
- [5] Zilio C., Brown J.S., Schiochet G., Cavallini A., 2011. The refrigerant R1234yf in air conditioning systems. Energy, 36, 6110–6120.
- [6] Alkan A., Hoşöz M., 2009. Orifis tüp kullanan bir otomobil klimasının sabit ve değişken kapasiteli kompresörler için deneysel performansı. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 25, 415–421.
- [7] Lee G.H., Yoo J.Y., 2000. Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system, International Journal of Refrigeration, 23, 243–254.
- [8] Esen D.O., Hoşöz M., 2005. R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının ve kompresör devrinin otomobil klimalarının performansına etkisinin deneysel analizi. Tesisat Mühendisliği Dergisi, 90, 62–68.
- [9] Brown J.S., Yana-Motta S.F., Domanski P.A., 2002. Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a. International Journal of Refrigeration, 25, 19–32.
- [10] Kaynaklı Ö., Horuz I., 2003. An experimental analysis of automotive air conditioning system. International Communications in Heat and Mass Transfer, 30, 273–284.
- [11] Ratts E.B., Brown J.S., 2000. An experimental analysis of the effect of refrigerant charge level on an automotive refrigeration system. International Journal of Thermal Science, 39, 592–604.
- [12] Alkan A., Hosoz M., 2010. Comparative performance of an automotive air conditioning system using fixed and variable capacity compressors. International Journal of Refrigeration, 33, 487–495.
- [13] Alkan A., Hosoz M., 2010. Experimental performance of an automobile air conditioning system using a variable capacity compressor for two different types of expansion devices, International Journal of Vehicle Design, 52, 160–176.
- [14] Preissner M., Cutler B., Radermacher R., Zhang C. A., 2000. Suction line heat exchanger for R134a automotive air-conditioning system. International Refrigeration and Air Conditioning Conference,

- Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 25-28 Temmuz, 289–294.
- [15] Li X., Chen J., Chen Z., Liu W., Hu W., Liu X., 2004. A new method for controlling refrigerant flow in automobile air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, 24, 1073–1085.
- [16] Kocatürk M., Salman M.S., 2006. Otomobil klima sisteminde fan devri ve giriş havası sıcaklığının performansa etkisinin deneysel olarak incelenmesi, *Politeknik Dergisi*, 9, 7–12.
- [17] Lee Y., Jung D., 2011. A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications. *Applied Thermal Engineering*, 35, 240–242.
- [18] Daviran S., Kasaeian A., Golzari S., Mahian O., Nasirivatan S., Wongwises S., 2016. A comparative study on the performance of HFO-1234yf and HFC-134a as an alternative in automotive air conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 110, 1091–1100.
- [19] Direk M., Kelesoglu, Akin A., 2017. Drop-in performance analysis and effect of IHX for an automotive air conditioning system with R1234yf as a replacement of R134a. *Journal of Mechanical Engineering*, 63, 314–319.
- [20] Sieres J., Santos J. M., 2018. Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a small power refrigerating system. *International Journal of Refrigeration*, 91, 230–238.
- [21] Meng Z., Zhang H., Lei M., Qin Y., Qiu J., 2018. Performance of low GWP R1234yf/R134a mixture as a replacement for R134a in automotive air conditioning systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 116, 362–370.
- [22] Aral M.C., Suhermanto M., Hosoz M., 2020. Performance evaluation of an automotive air conditioning and heat pump system using R1234yf and R134a. *Science and Technology for the Built Environment*, 0, 1–17.
- [23] Devecioğlu A.G., Oruç V., 2018. Improvement on the energy performance of a refrigeration system adapting a plate-type heat exchanger and low-GWP refrigerants as alternatives to R134a. *Energy*, 155, 105–116.
- [24] Andrızal A., Saputra H.D., Setiawan D., Setiawan M.Y., 2020. Design and manufacture of orifice tube car air conditioning system simulator with R134a cooling fluid. *Journal of Mechanical, Electrical and Industrial Engineering*, 2, 21–30.
- [25] Rajendran P., Narayanaswamy G.R., Dhasan M.L., 2019. Tuning thermostatic expansion valve for implementing suction line heat exchanger in mobile air conditioning system. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 41, 1–15.
- [26] Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M. O., 2013. Reference fluid thermodynamic and transport properties (REFPROP), Version 9.1, in NIST standard reference database 23. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology.