

R1234YF SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANAN İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİLİ BİR OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNİN PERFORMANSININ R134A'LI SİSTEM İLE KARŞILAŞTIRILMASI

Umut GÜNGÖR *^{ID}
Murat HOŞÖZ **^{ID}

Alınma: 31.07.2024 ; düzeltme: 09.09.2024 ; kabul: 26.09.2024

Öz: Bu çalışmada, termostatik genişleme valfli deneysel bir otomobil klima sisteminin R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanılması durumundaki çeşitli performans parametrelerinin değerleri belirlenmiş ve karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Masa üstü deney seti şeklinde kurulan sisteme, R1234yf ile çalışırken karşılaşılabilecek performans düşmesinin telafi edilmesi amacıyla emme ve sıvı hatları arasında ısı transferi sağlayan eş merkezli bir iç ısı değiştirici eklenmiştir. Isı değiştirici, sadece R1234yf testlerinin bir kısmında kullanılmıştır. Çevrimdeki soğutucu akışkan debisi ile çeşitli noktadaki basınç ve sıcaklıkların sürekli rejim şartlarındaki değerleri ölçülmüştür. Ölçüm sonuçları kullanılarak çevrim bileşenlerinin enerji ve ekserji analizleri yapılmış, böylece çeşitli performans parametrelerinin değerleri akışkan ve ısı değiştirici kullanım durumuna göre belirlenerek birbirleri ile karşılaştırılmıştır. R1234yf'li sistemin evaporatör yükü, ısı değiştirici kullanılmaması ve kullanılması durumlarında R134a'lı sistemden ortalama olarak sırasıyla %12,9 ve %11,2 daha düşük bulunmuştur. Isı değiştiricisiz R1234yf'li sistemin STK değeri, R134a'lı sistemden ortalama olarak %5,3 kadar daha küçük iken, ısı değiştiricinin devreye alınmasıyla STK iyileşmekte ve ortalama olarak sadece %2,5 daha küçük çıkmaktadır. Isı değiştiricisiz durumda R1234yf'li sistemin ekserjik verimi, R134a'lı klimadan ortalama %18,1 kadar daha düşük çıkmakta, ısı değiştirici devreye alındığında ise ekserjik verim ortalama %6,1 daha düşük olmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Klima, İç ısı değiştirici, Otomobil, R1234yf, R134a

Performance Comparison of an R1234yf Automobile Air Conditioning System using an Internal Heat Exchanger with R134a System

Abstract: In this study, various performance parameters of an experimental automobile air conditioning (AAC) system with a thermostatic expansion valve were evaluated for the cases of using R1234yf and R134a refrigerants and the results were presented comparatively. The system was set up as a desktop experimental set, and a concentric internal heat exchanger (IHx) providing heat transfer from the liquid to the suction line was added to compensate for the performance loss in R1234yf operations. The IHx was employed only in some R1234yf tests. The refrigerant flow rate, pressure and temperature measurements at various points were performed under steady-state conditions. Then, energy and exergy analyses were performed to determine the values of the performance merits. The evaporator load of the R1234yf system was on average 12,9% and 11,2% lower than the R134a one for the cases of not using and using the IHx, respectively. While the coefficient of performance (COP) of the R1234yf system without IHx was 5,3% less than that of the R134a one, COP was improved with the activation of IHx and became only 2,5% lower. The R1234yf system without IHx yielded 18,1% less exergetic efficiency than the R134a one, while it was 6,1% lower with active IHx.

Keywords: Air conditioner, Internal heat exchanger, Automobile, R1234yf, R134a

* Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği A.B.D., 41001, İzmit, Kocaeli.

** Kocaeli Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Müh. Bölümü, 41001, İzmit, Kocaeli.

İletişim Yazarı: Murat Hoşöz (mhosoz@kocaeli.edu.tr)

1. GİRİŞ

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi kullanan otomobil klimaları 1930'lu yıllarda geliştirilmiş ve araçlarda yer almaya başlamıştır (Bhatti, 1999). İlk sistemlerde soğutucu akışkan olarak kloroflorokarbon (CFC) grubundan CFC-12 (R12) kullanılmıştır. Ancak, atmosfere kaçması durumunda bu gruptaki soğutucu akışkan moleküllerinde bulunan klor atomunun stratosfer tabakasındaki ozon molekülleri içinden oksijen atomu kopararak ozon moleküllerini oksijen moleküllerine dönüştürdüğü ve ozon tabakasında incelmeye yol açtığı anlaşılmıştır. Bu nedenle, klor atomu içeren soğutucu akışkanların kullanımı 1987 yılında imzalanan Montreal Protokolü ile kısıtlanmıştır (UNEP, 1987). Bu anlaşma uyarınca, taşıt klimalarında 1994 yılından itibaren R12 yerine ozon tabakasında incelmeye yol açmayan hidroflorokarbon (HFC) grubundan bir soğutucu akışkan olan HFC-134a (R134a) kullanılmaya başlanmıştır. Ancak HFC grubu soğutucu akışkanların küresel ısınmaya yol açması, izleyen yıllarda bu akışkanların da kullanımına kısıtlamalar getirilmesine neden olmuştur. 1997 yılında imzalanan Kyoto Protokolü (UNEP, 1997) doğrultusunda Avrupa Birliği tarafından yürürlüğe alınan F-Gaz Yönetmeliği (EU, 2014) ile 2017 yılından itibaren küresel ısınma potansiyeli (GWP) 150'nin üzerinde olan soğutucu akışkanları kullanan klimalara sahip yeni taşıtların Avrupa Birliğine üye ülkelerde satılmasını yasaklanmıştır. GWP değeri 1430 olan R134a (Lee ve Jung, 2012) bu kriteri sağlayamadığından, özellikle Avrupa Birliği ülkelerinde yeni taşıtların klimalarında soğutucu akışkan olarak R134a alternatifi olan hidrofloroolefin (HFO) grubundan HFO-1234yf (R1234yf) ve doğal bir soğutucu akışkan olan CO₂ kullanılmaya başlanmıştır. R1234yf'nin R134a'ya yakın basınçlarda çalışmasına ve 4 gibi düşük bir GWP değerine sahip olmasına (Lee ve Jung, 2012) rağmen daha düşük performans göstermesi, 10 katın üzerinde pahalı olması ve A2L olarak adlandırılan hafif yanıcılık sınıfında bir soğutucu akışkan olması (Zhang ve diğ., 2018), bu soğutucu akışkanın önemli dezavantajlarıdır. CO₂ kullanan taşıt klimaları ise R134a'ya kıyasla çok yüksek basınçlarda çalışmaları, ihtiyaç duyulan yüksek mukavemet nedeniyle ağır olmaları ve bileşenlerin pahalı olması gibi dezavantajları (Güngör ve Hosoz, 2024) nedeniyle az sayıda taşıt imalatçısı tarafından tercih edilmektedir.

Taşıt klimalarında R134a yerine R1234yf kullanımının sistem performansına etkileri, çok sayıda araştırmacı tarafından teorik veya deneysel yöntemler kullanılarak araştırılmıştır. Bu araştırmaların bazılarında sadece sistemin soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayısı (STK) gibi enerji performans parametreleri dikkate alınırken bazılarında bunlara ilave olarak sistem bileşenlerinde üretilen entropiler veya yok edilen ekserjiler ve sistemin ekserjik verimi gibi performans parametreleri de dikkate alınmıştır. Deneysel araştırmalarda genleşme cihazı olarak genellikle termostatik genleşme valfi (TGV) kullanılmış, az sayıda araştırmada ise TGV yerine onun alternatifi olan orifis tüp tercih edilmiştir. Bazı araştırmalarda kompresör olarak sabit kapasiteli kompresör (SKK), bazılarında ise evaporatör yüküne göre strok hacmini değiştirebilen değişken kapasiteli kompresör (DKK) kullanılmıştır. R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının performans karşılaştırması, az sayıdaki deneysel araştırmada sistemin ısı pompası olarak çalışma durumu için de yapılmıştır. R1234yf kullanımında görülen performans düşmesini telafi etmek amacıyla, bazı çalışmalarda soğutma çevriminin sıvı ve emme hatları arasında plakalı veya eş merkezli (koaksiyal) iç ısı değiştirici (İÇİD) kullanıldığı görülmektedir.

Soğutucu akışkan olarak R134a kullanan TGV'li bir taşıt klimasında R1234yf kullanıldığında, her iki kompresör tipinde de sistemin soğutma kapasitesinin ve STK'nın hafifçe düştüğü görülmüştür (Zilio ve diğ., 2011; Lee ve Jung, 2012; Alkan ve diğ., 2021; Tasdemirci ve diğ., 2022, Prabakaran ve diğ., 2023). Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde kondenserdan çıkan soğutucu akışkanın evaporatörden gelen düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkana ısı atması sağlanarak genleşme öncesinde sıcaklığı düşürülürse, genleşme cihazı ve dolayısıyla evaporatöre daha düşük entalpide giren soğutucu akışkanın evaporatörden daha çok ısı çekeceği, bunun sonucunda soğutma kapasitesi ve STK'da artış görüleceği bilinmektedir. Bunu sağlayabilmek için R1234yf'li deneysel sistemlerde İÇİD kullanan araştırmacılar, sistem performansında önemli iyileşmeler olduğunu görmüş ve R134a'lı sisteme oldukça yakın soğutma kapasitesi ve STK

değerleri elde etmişlerdir (Cho ve diğ., 2013; Direk ve diğ. 2017; Wantha, 2019; Prabakaran ve diğ., 2019). SKK ve genişleme cihazı olarak orifis tüp kullanılan bir çalışmada, R1234yf'li taşıt klimasının R134a'lı sisteme göre ortalama %22,5 daha küçük soğutma kapasitesi ve %10,9 daha küçük STK değerleri verdiği, ancak R1234yf'li sistemde İÇİD kullanılmasıyla R134a'lı sistemden ortalama %6,9 daha yüksek soğutma kapasitesi ve %3,5 daha düşük STK değerleri elde edildiği görülmüştür (Gungor ve Hosoz, 2024). R1234yf'li bir taşıt klimasında kompresör tipinin sistem performansına etkisinin araştırıldığı bir çalışmada, SKK ve DKK kullanılan R1234yf'li sistemin STK değerlerinin, aynı kompresör tiplerini kullanan R134a'lı sistemden ortalama olarak sırasıyla %20,1 ve %13,6 daha düşük olduğu belirlenmiştir (Alkan ve İnan, 2023). Aynı çalışmada, R134a'lı sisteme göre R1234yf'li sistemde kompresör ve TGV'de yok edilen ekserjilerin daha yüksek olduğu, evaporatör ve kondenserde yok edilen ekserjilerin ise daha düşük olduğu görülmüştür. SKK ve TGV kullanan, ısı pompası özelliğine sahip, İÇİD kullanılmayan bir taşıt klimasında soğutucu akışkan olarak R1234yf kullanıldığında R134a'ya göre sistemin soğutma kapasitesinin ortalama %5,5 daha düşük, STK'nın %11,9 daha düşük ve ekserjik veriminin %17,6 daha düşük olduğu belirlenmiş; aynı sistemin ısı pompası olarak çalıştırılması durumunda ise R134a'lı sisteme göre ısıtma kapasitesinin ortalama %0,2 daha büyük, ısıtma tesir katsayısının (ITK) %3,6 daha küçük, ekserjik veriminin ise %14,7 daha düşük olduğu tespit edilmiştir (Aral ve diğ., 2021).

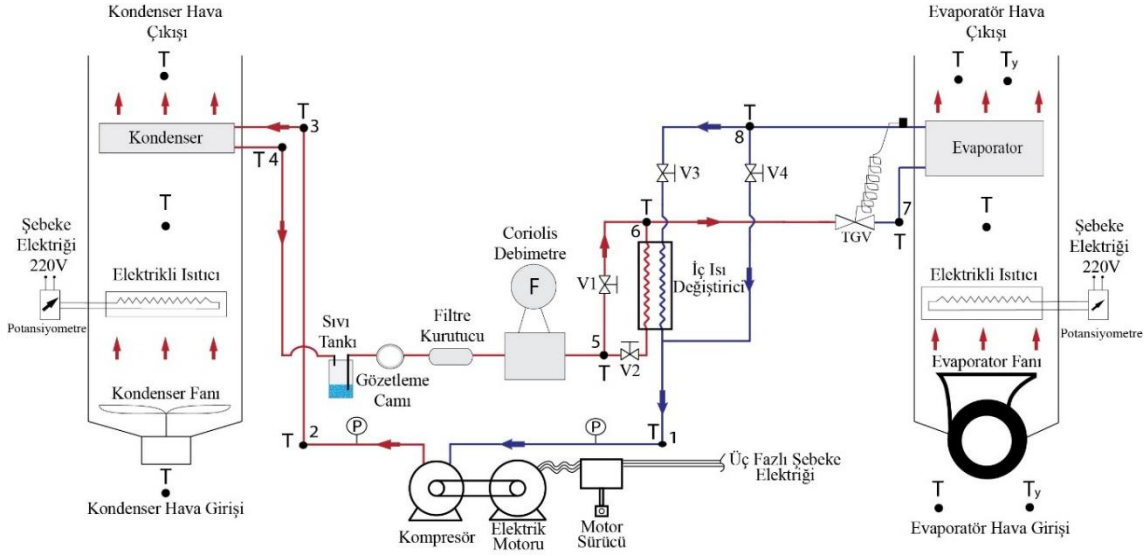
R134a'ya alternatif olarak R1234yf yerine yine HFO grubundan bir soğutucu akışkan olan HFO-1234ze(E) (R1234ze(E)) kullanımının sistem performansına etkisi çeşitli araştırmacılarca teorik olarak araştırılmıştır. Yataganbaba ve diğ. (2015), iki evaporatörlü buhar sıkıştırma bir soğutma çevriminin teorik ekserji analizini R134a, R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanları için gerçekleştirmiş ve her iki akışkanın da R134a için uygun alternatifler olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Devocioğlu ve Oruç (2018), buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinin çeşitli teorik performans parametrelerini R134a'ya alternatif olarak kullanılacak R1234yf, R1234ze(E), R513a, R445a ve R450a soğutucu akışkanları için araştırmışlardır. R450a'nın R134a'ya çok yakın STK değerleri verdiği, en yüksek ekserjik verimin ise R445a kullanımı ile sağlandığı sonucuna ulaşmışlardır. Direk ve Soylu (2018), R134a kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminde R1234ze(E) soğutucu akışkanıyla birlikte İÇİD kullanımının sistem performansına etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. R1234ze(E) kullanan sistemde İÇİD'in devreye alınması ile kompresör gücünün ortalama %19 azaldığı, STK'nın ise %4 arttığı sonucunu elde etmişlerdir.

Literatür incelendiğinde, R1234yf kullanılan taşıt klimalarının performanslarının R134a'lı sistemler ile genellikle dar bir test koşulu aralığında karşılaştırıldığı, bu karşılaştırmaların büyük kısmında sadece sistemin enerji performans parametrelerinin dikkate alındığı ve az sayıda çalışmada İÇİD kullanıldığı görülmektedir. Bu çalışmada ise SKK ve TGV kullanan bir taşıt klimasının R134a ve R1234yf kullanım durumları için enerji performans parametreleri yanında sistemdeki toplam ekserji yıkımı ve ekserjik verim gibi ekserjik performans parametreleri de geniş bir aralıkta yapılan testler ile araştırılmıştır. R1234yf testleri İÇİD kullanılmadan ve kullanılarak yapılmış, böylece İÇİD'in sistemin enerji ve ekserji performansına etkisi detaylı olarak belirlenmiştir.

2. DENEYSEL OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNİN TANITIMI

Kompakt bir otomobile ait olan iklimlendirme sisteminin bileşenleri, laboratuvar ortamında masa üstü bir deney seti oluşturacak şekilde bir araya getirilerek deneysel otomobil klima sistemi elde edilmiştir. Sistemin temel elemanları lamine tipte evaporatör, paralel akımlı ve mikro kanallı kondenser, beş silindirli eğik plakalı sabit kapasiteli kompresör ve TGV'dir. Deneysel sistem, soğutucu akışkan olarak R1234yf ve R134a ile çalışabilmektedir. R1234yf kullanımında evaporatör yükü ve STK değerlerinde görülmesi beklenen performans düşmesini telafi etmek amacıyla, kondenserden ve evaporatörden çıkan soğutucu akışkan akımları arasında ısı alışverişine imkân sağlayarak akışkanın TGV'ye daha düşük sıcaklıklarda girmesini ve böylece soğutma kapasitesini artırmayı amaçlayan eş merkezli borulardan oluşan bir İÇİD, sisteme ilave

edilmiştir. Deneysel sistemin soğutma devresinde, ayrıca düşük soğutma yüklerinde ihtiyaç duyulmayan soğutucu akışkanı depolayan bir sıvı tankı, gözetleme camı ve İÇİD'ı devreye alıp çıkarmakta kullanılan dört adet el vanası mevcuttur. Deneysel sistemde emme ve basma hatları olarak dış çapları sırasıyla 15,87 ve 12,70 olan bakır borular, sıvı hattı olarak ise dış çapı 9,52 mm olan bakır boru kullanılmıştır. Bu çaplar, sırasıyla 5/8, 1/2 ve 3/8 inç standart bakır boru çaplarına karşılık gelmektedir. Orijinal sistemde ise aynı standart çaplarda alüminyum borular kullanılmaktadır. Deneysel otomobil klima sisteminin şeması, Şekil 1'de mevcuttur.



Şekil 1:

Deneysel otomobil klima sisteminin şematik görünümü

Evaporatör ve kondenser, her biri 100 cm uzunluktaki iki ayrı hava kanalı içerisine monte edilmiştir. Evaporatör ve kondenser kanalları içinde, evaporatör ve kondenser girişlerindeki hava sıcaklıklarını testler esnasında istenen değerlere çıkarabilmek amacıyla güçleri sırasıyla 1,8 ve 5,6 kW olan elektrikli ısıtıcılar kullanılmıştır. Elektrikli ısıtıcıların güçleri, potansiyometreler ile ayarlanabilmektedir. Evaporatör ve kondenser kanallarındaki hava akımları, sırasıyla santrifüj ve eksenel fanlar ile sağlanmıştır. Testler esnasında fanlar, 12 V doğru akım voltajı ile enerjilendirilmiştir. Bu durumda evaporatör ve kondenser çıkış yüzeylerinde ölçülen hava hızı ortalama değerleri, sırasıyla 2,1 ve 3,1 m/s olmuştur. Kompresör, 4 kW gücünde trifaze bir elektrik motoru kullanılarak kayış-kasnak mekanizması aracılığıyla enerjilendirilmiştir. Kompresörü istenen devirde çalıştırabilmek amacıyla, elektrik motoruna uygulanan alternatif akımın frekansı bir motor sürücü (inverter) yardımıyla değiştirilmiştir.

Deneysel sistemde kullanılan İÇİD, iç içe geçmiş bakır borulardan oluşturulmuş koaksiyal tipte olup uzunluğu 155 cm'dir. Dıştaki ve içteki borular, sırasıyla 19,05 mm (3/4 inç) ve 9,52 mm (3/8 inç) dış çapa sahiptir. Evaporatörden çıkan düşük basınç ve sıcaklıkta buhar fazındaki soğutucu akışkan, kompresöre gitmeden önce ısı değiştiricinin dış ve iç boruları arasındaki boşluktan akmaktadır. Bu esnada, kondenserden çıkıp TGV'ye gitmekte olan yüksek basınçta sıvı fazındaki soğutucu akışkan, ısı değiştiricinin iç borusundan akmakta ve diğer akışkan akımına ısı atarak soğumaktadır. Bunun sonucunda TGV'ye daha düşük sıcaklık ve dolayısıyla entalpide giren soğutucu akışkanın evaporatör girişindeki entalpisi de düşük olmakta ve evaporatörde buharlaşırken daha çok ısı absorbe edebilmektedir. İÇİD'm devreye alınabilmesi için Şekil 1'deki V1 ve V4 vanaları kapatılmakta, V2 ve V3 vanaları ise açılmaktadır. Sistemi İÇİD olmadan çalıştırmak için V1 ve V4 açılırken V2 ve V3 kapatılmaktadır.

Deneyisel sistemde İÇİD olarak başlangıçta plakalı ısı değiştiricisi kullanılması planlanmış ve ilk testler plakalı İÇİD ile yapılmıştır. Ancak bu durumda ısı değiştiriciden geçen soğutucu akışkan akımlarında önemli basınç kayıpları görülmüş, ayrıca TGV'nin belirli çalışma koşulları altında soğutucu akışkan debisini sabit tutamayıp sürekli değiştirmesi olarak tanımlanan avlanma (hunting) olayı ile karşılaşmıştır. Bu durumda sistem hiçbir zaman sürekli rejimde çalışmadığı için plakalı İÇİD kullanımından vazgeçilmiş, onun yerine koaksiyal İÇİD kullanılmıştır. Koaksiyal İÇİD içinde dar kanallar bulunmadığı için soğutucu akışkan akımlarındaki basınç kayıpları ihmal edilebilecek kadar küçük olmuş, ayrıca ısı değiştirici iç hacmi azaldığı için TGV'de avlanma olayı ile karşılaşılmamış ve belirli çalışma koşulları altında sabit soğutucu akışkan debisi elde edilebilmiştir.

Sistem bileşenlerinin kapasitelerini belirleyebilmek amacıyla soğutucu akışkan debisi, kompresör emme ve basma hattı basınçları ile soğutucu akışkanın her bir çevrim elemanı giriş ve çıkışındaki sıcaklıkları ölçülmüştür. Soğutucu akışkan kütleli debisi, sıvı hattına monte edilen bir Coriolis debimetreden elde edilmiştir. Kompresör emme ve basma hattı basınçları, kompresör girişine ve çıkışına bağlanan Bourdon manometreler ile ölçülmüştür. Şekil 1'de basınç ölçümü yapılan noktalar P sembolü ile gösterilmiştir. Soğutucu akışkan hatları ile evaporatör ve kondenser içindeki basınç düşümleri ihmal edilmiştir. Sistem soğutma devresi bileşenlerinin giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar, Şekil 1'de T sembolü ile gösterilen noktalardan K tipi termokupllar kullanılarak ölçülmüştür. Hava kanalları içindeki hava akımı sıcaklıkları, yine T sembolü ile gösterilen noktalardan ölçülmüş olup evaporatör çıkışında şartlandırılan havanın yağ termometre sıcaklığı (Ty) da ölçülmüştür. Evaporatör ve kondenser çıkış yüzeylerindeki hava akımlarının ortalama hızları, pervaneli anemometre ile üniform olarak dağıtılmış noktalardan yapılan hız ölçümlerinin ortalaması alınarak belirlenmiştir. Kompresör devri ise kompresör kasnağına yapıştırılmış bir yansıtıcı kâğıttan yansıyan ışık pulslarının sayılması ilkesine göre çalışan bir fotoelektrik takometre ile ölçülmüştür. Deney sistemindeki ölçüm cihazlarının temel özellikleri Tablo 1'de, sistemin çeşitli yönlerden fotoğrafları ise Şekil 2'de mevcuttur. Deney sistemiyle ilgili daha detaylı bilgi, Güngör (2021)'de bulunmaktadır.

Tablo 1. Ölçüm cihazlarının temel özellikleri

Fiziksel büyüklük	Cihaz	Ölçüm aralığı	Belirsizlik
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis debimetre	0/350 kg/h	±0,1%
Basınç	Bourdon manometre	-1/10, 0/30 bar	±0,1/0,5 bar
Sıcaklık	K tipi termokupl	-50/500 °C	±0,5 °C
Hava hızı	Pervaneli anemometre	0,1/15 m/s	±3%
Kompresör devri	Fotoelektrik takometre	10/999999 d/d	±0,1%

Deneyisel sistemde kullanılan soğutucu akışkanların termodinamik, çevresel ve güvenlik özellikleri, Tablo 2'de verilmiştir. R1234yf'nin aynı basınçta R134a'ya göre daha düşük buharlaşma sıcaklığı verdiği, ancak 0 °C'deki gizli buharlaşma ısısının R134a'dan %17,8 daha düşük olduğu görülmektedir. Her iki akışkanın da Ozon tüketme potansiyeli bulunmamaktadır.

Deneyisel sistemin optimum performans göstermesini sağlayan R134a miktarı, SAE J2765 standardına (SAE, 2008) göre 2400 g olarak belirlenmiştir. R1234yf'nin sıvı yoğunluğu R134a'dan yaklaşık %10 kadar düşük olduğundan, literatürdeki öneriler (Lee ve Jung, 2012; Wang, 2014) doğrultusunda deneyisel sistemde kullanılacak R1234yf miktarı, R134a şarjının yaklaşık %90'ı olacak şekilde 2200 g olarak tespit edilmiştir. Her iki soğutucu akışkan durumunda da kompresörde 300 g Polialkilen Glikol (PAG) tipi yağ kullanılmıştır.



Şekil 2:
DeneySEL otomobil klima sisteminin fotoğrafları

Tablo 2. Deneysel Sistemde Kullanılan Soğutucu Akışkanların Özellikleri (Lemmon ve ark., 2013; Mota-Babiloni ve ark., 2014; Devocioğlu ve Oruç, 2018; Aral ve ark., 2021)

Soğutucu akışkan	R134a	R1234yf
Standard atmosfer basıncında kaynama sıcaklığı (°C)	-26,07	-29,45
Kritik sıcaklık (°C)	101,06	94,70
Kritik basınç (kPa)	4059	3382
0 °C'de gizli buharlaşma ısısı (kJ/kg)	198,60	163,29
0 °C'de sıvı yoğunluğu (kg/m ³)	1294,8	1176,3
0 °C'de buhar yoğunluğu (kg/m ³)	14,428	17,647
Ozon tüketme potansiyeli	0	0
Global ısınma potansiyeli	1430	4
ASHRAE güvenlik grubu	A1	A2L

Testlerde kompresör hızı olarak motor rölanti devrine karşılık gelen 1000 d/d ile normal sürüş devrine karşılık gelen 2600 d/d arasında 400 d/d aralıklarla değişen 5 farklı değer kullanılmıştır. Evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları, ikisi birlikte 30 °C, 35 °C ve 40 °C olmak üzere üç farklı değerde tutulmuştur. İlk önce İÇİD kullanılmadan R134a ile 5 farklı kompresör devrinde ve 3 farklı hava giriş sıcaklığında toplam 15 adet test gerçekleştirilmiştir. Daha sonra sistemden R134a geri alınmış ve R1234yf şarj edilerek yine İÇİD kullanılmadan yukarıda belirtilen şartlar altında 15 test yapılmıştır. Son olarak, İÇİD devreye alınarak R1234yf testleri tekrarlanmış; böylece iki soğutucu akışkan ile toplamda 45 test gerçekleştirilmiştir. Testler esnasında emme ve basma basınçları sabit kaldıktan sonra kompresör giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar gözlemlenmiş, bu sıcaklıklardaki değişim 2 dakika içinde ± 1 °C'nin altında olduğunda sürekli rejime ulaşıldığı kabulü yapılmış ve ölçüm değerleri alınmıştır. Deneysel sistemin performansı, sürekli rejimde elde edilen ölçüm sonuçları kullanılarak belirlenmiştir.

3. DENEYSEL OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Deneysel sistem üzerinde Şekil 1'de gösterilen noktalarda sürekli rejim çalışma şartları altında yapılan soğutucu akışkan basınç ve sıcaklık ölçüm sonuçlarının REFPROP 9.1 (Lemmon ve diğ., 2013) programında kullanılmasıyla deneysel sistemin her bir bileşeninin giriş ve çıkışındaki özgül entalpi ve entropi değerleri elde edilmiştir. Kondenser, evaporatör ve soğutucu akışkan hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilerek soğutma çevriminin her bir bileşenine enerjinin korunumu yasası uygulanmıştır. Evaporatör çıkış ve girişindeki özgül entalpi değerleri ile ölçülen soğutucu akışkan kütleli debisi kullanılarak sistemin soğutma kapasitesi (evaporatör yükü), aşağıdaki denklemden belirlenmiştir.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{soğ}(h_8 - h_7) \quad (1)$$

TGV'deki genleşme işlemi esnasında ısı alışverişi ihmal edilebilecek kadar küçük olduğundan bu cihaz adyabatik kabul edilebilir. Bu durumda TGV'nin giriş ve çıkışındaki entalpiler eşit olacaktır.

$$h_7 = h_6 \quad (2)$$

Kompresörde çevreyle ısı alışverişi, iş alışverişi yanında çok küçük kaldığından ihmal edilebilir. Bu durumda kompresörde soğutucu akışkana birim zamanda verilen iş (kompresör gücü), aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{soğ}(h_1 - h_2) \quad (3)$$

Soğutucu akışkanın kondenserde çevreye attığı ısı, aşağıdaki denklemden bulunmuştur.

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

Sistemin soğutma tesir katsayısı, soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranından bulunabilir.

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{|\dot{W}_{komp}|} \quad (5)$$

Gerçek bir çevrimin termodinamik performansının tersinir çevrimden düşük oluşuna sistem bileşenlerinin katkısı, bileşenlere ekserji analizi uygulanarak belirlenebilir. Her bir bileşende yok edilen ekserjiler hesaplanarak bunların çevrimde yok edilen toplam ekserjiye (toplam ekserji yıkımına) oranları belirlenirse, bileşenlerin çevrimde yok edilen ekserjiye olan katkıları bulunmuş olur. Böylece, en çok katkısı olan bileşenden başlanarak iyileştirmeler yapılabilir ve sistemin çevrimin termodinamik performansı tersinir çevrime yaklaştırılabilir. Sürekli rejimde bir kontrol hacminin ekserji analizi, aşağıdaki ekserji dengesi denklemi ile yapılabilir (Aral ve diğ., 2021).

$$0 = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{kh} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\psi \psi_\psi - \dot{E}x_d \quad (6)$$

Bu denklemde, T_0 , \dot{Q}_j ve T_j sırasıyla ölü hal (çevre) sıcaklığını, sınırdaki aktarılan ısıyı ve sınır sıcaklığını göstermektedir. \dot{W}_{kh} , \dot{m} , ψ and $\dot{E}x_d$ ise sırasıyla kontrol hacminden alınan iş, kütleli debi, özgül akış ekserjisi ve birim zamanda yok edilen ekserji anlamındadır. Akışkanın belirli bir durumdaki ve ölü haldeki özgül entalpi ve entropileri biliniyorsa, özgül akış ekserjisi aşağıdaki denklemden bulunabilir (Aral ve diğ., 2021).

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (7)$$

Denklem (6)'nın kompresöre uygulanmasıyla kompresörde yok edilen ekserji aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{E}x_{d,komp} = \dot{m}_{soğ}(\psi_1 - \psi_2) - \dot{W}_{komp} \quad (8)$$

Kompresörün çevresiyle yaptığı ısı transferi ihmal edildiğinden, kompresörde ekserji yok edilmesine kompresör içindeki gelen ve giden soğutucu akışkan akımları arasında gerçekleşen iç ısı transferi ile iç sürtünmeler yol açmaktadır.

Denklem (6) TGV'ye uygulanarak bu bileşende yok edilen ekserji aşağıdaki gibi bulunur.

$$\dot{E}x_{d,TGV} = \dot{m}_{soğ}(\psi_6 - \psi_7) \quad (9)$$

Genleşme işlemi adyabatik kabul edildiğinden, TGV içinde ekserji yıkımına akışkanın TGV iğnesi ile yuvası arasındaki dar kesitten geçerken uğradığı ani basınç düşmesi yol açmaktadır.

Kondenserde yok edilen ekserji ise, yine Denklem (6) yardımıyla elde edilen aşağıdaki denklemden bulunabilir (Cho ve Park, 2016).

$$\dot{E}x_{d,kond} = \dot{m}_{soğ}(\psi_3 - \psi_4) - \left(1 - \frac{T_0}{T_4}\right) |\dot{Q}_{kond}| \quad (10)$$

Kondenserde ekserji yok edilmesi, soğutucu akışkan ile çevre havası arasındaki ısı transferinden kaynaklanmaktadır.

Evaporatörde yok edilen ekserji ise, Denklem (6) yardımıyla bulunan aşağıdaki denklemden elde edilebilir (Cho ve Park, 2016).

$$\dot{E}x_{d,evap} = \dot{m}_{soğ}(\psi_7 - \psi_8) + \left(1 - \frac{T_0}{T_8}\right) \dot{Q}_{evap} \quad (11)$$

Evaporatörde ekserji yok edilmesine, hava ve soğutucu akışkan akımları arasındaki ısı transferi neden olmaktadır.

İç ısı değiştiriciden geçen soğutucu akışkan akımları arasında gerçekleşen ısı transferi, bu elemanda ekserji yok edilmesine neden olmaktadır. Denklem (6)'nın kullanılmasıyla, iç ısı değiştiricide yok edilen ekserji aşağıdaki denklemden bulunabilir:

$$\dot{E}x_{d,içID} = \dot{m}_{soğ}(\psi_5 - \psi_6) + \dot{m}_{soğ}(\psi_8 - \psi_1) \quad (12)$$

Bileşenlerde yok edilen ekserjilerin toplanmasıyla otomobil klima sistemindeki toplam ekserji yıkımı aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\dot{E}x_{d,top} = \dot{E}x_{d,komp} + \dot{E}x_{d,TGV} + \dot{E}x_{d,kond} + \dot{E}x_{d,evap} + \dot{E}x_{d,içID} \quad (13)$$

Klima sisteminin ekserjik verimi ise aşağıdaki denklemden bulunabilir (Aral ve diğ., 2021).

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,top}}{\dot{E}x_g} \quad (14)$$

Burada $\dot{E}x_g$ taşıt klima sistemine giriş yapan ekserji, yani kompresöre verilen iş anlamındadır.

4. BELİRSİZLİK ANALİZİ

DeneySEL otomobil klima sisteminin çeşitli performans parametrelerindeki belirsizlikleri bulmak amacıyla, Moffat (1988) tarafından önerilen belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır. Bu yonteme göre, x_1, x_2, \dots, x_n şeklinde n adet bağımsız değişkenin değerine göre hesaplanan bir y fonksiyonundaki belirsizlik, aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\Delta y = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2 \quad (15)$$

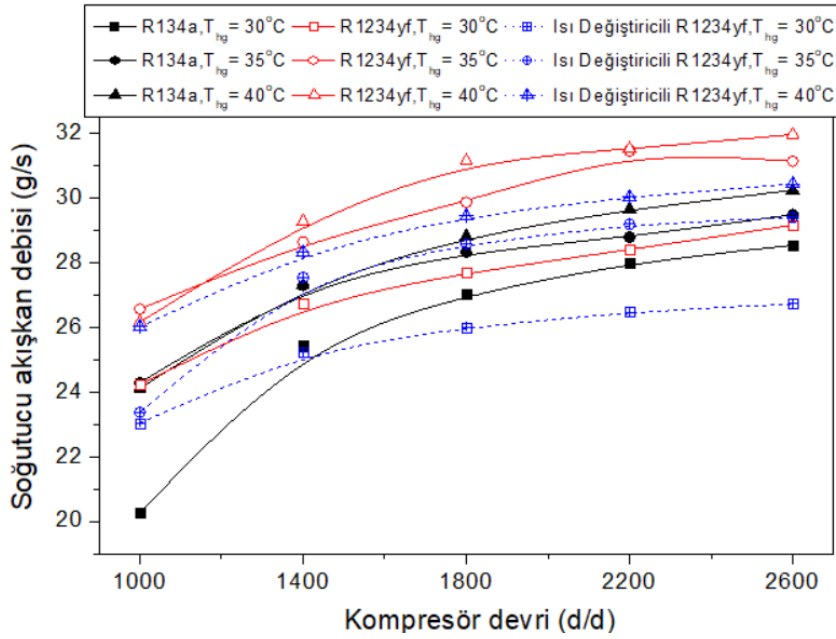
Burada Δx_i , bağımsız değişkenlerdeki hatayı göstermektedir. Ölçüm cihazlarının Tablo 1'de verilen belirsizlikleri ve ölçüm verileri yardımıyla deneysel sistemin hesaplanan performans parametrelerindeki maksimum belirsizlikler Denklem (15)'i kullanan Engineering Equation Solver (Klein, 2016) yazılımı kullanılarak hesaplanmış ve sonuçlar Tablo 3'te gösterilmiştir.

Tablo 3. Hesaplanan performans parametrelerinin maksimum mutlak belirsizlikleri

Evaporatör yükü	Kompresör işi	Kondenser ısı atımı	STK	Toplam ekserji yıkımı	Ekserjik verim
$\pm 0,05$ kW	$\pm 0,04$ kW	$\pm 0,06$ kW	$\pm 0,15$	0,03 kW	$\pm \% 1,4$

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

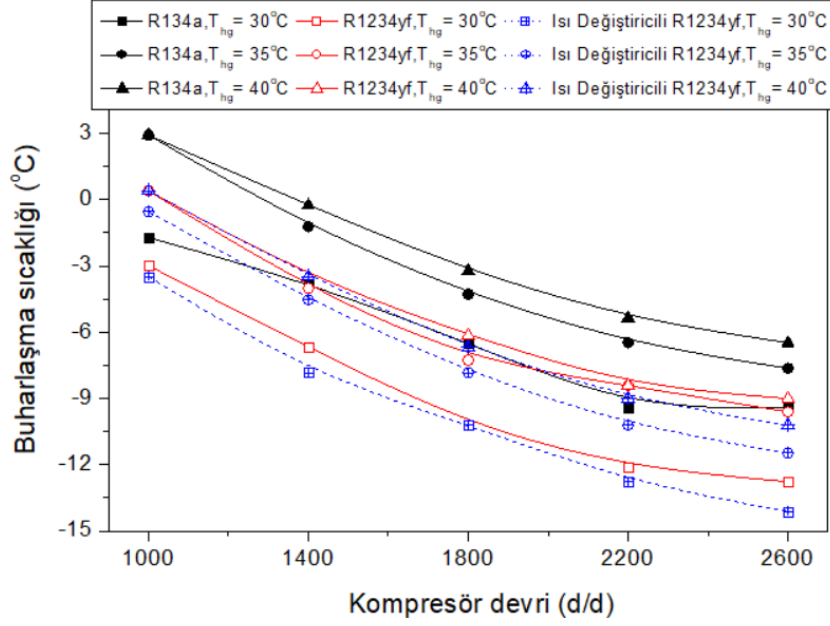
Genleşme elemanı olarak TGV kullanan R1234yf soğutucu akışkanlı otomobil klima sisteminin İÇİD kullanılması ve kullanılmaması durumlarındaki çeşitli performans parametrelerinin kompresör devrine göre değişimi, üç farklı evaporatör ve kondenser hava giriş sıcaklığı için Şekil 3–11’de gösterilmiştir. Aynı şekillerde, sistemde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılması ve ısı değiştirici olmaması durumu için ilgili parametrelerin değişimleri de gösterilerek soğutucu akışkanlara göre sistem performansının kıyaslanabilmesi sağlanmıştır.

**Şekil 3:**

Soğutucu akışkan debisinin kompresör hızı ile değişimi

Şekil 3, çevrimde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debisinin değişimini göstermektedir. Soğutucu akışkan debisi hem kompresör devriyle hem de artan hava giriş sıcaklığıyla birlikte her iki akışkan durumunda da artmaktadır. Kompresör devri arttığında, birim zamandaki kompresör strok sayısı arttığı için çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi de artmaktadır. Evaporatör girişindeki hava akımı sıcaklığının artması, soğutucu akışkan debisini artırmakta, kondenser girişindeki hava akımı sıcaklığının artması ise soğutucu akışkan debisini azaltmaktadır. İki hava sıcaklığının aynı anda artması durumunda ise artma etkisi azalma etkisine baskın gelmekte ve soğutucu akışkan debisi yükselmektedir. R1234yf debisinin daha yüksek olması ise, bu akışkanın R134a’ya göre daha düşük olan gizli buharlaşma ısısı ile açıklanabilir. İÇİD kullanılmaması durumunda R1234yf debisi, R134a debisinden ortalama %6,1 kadar daha büyüktür. İÇİD kullanan R1234yf’li sistemde ise debi, R134a’lı sistemden ortalama %0,5 kadar daha büyüktür. İÇİD devreye alındığında, sıvı hattından geçen akışkandan alınan ısı etkisiyle emme hattındaki akışkan sıcaklığı yükselmekte ve dolayısıyla kompresör girişindeki akışkan sıcaklığı artmaktadır. Bunun sonucunda kompresör girişindeki soğutucu akışkan yoğunluğu azaldığından kompresörün

hacimsel verimi düşmektedir. Sonuç olarak, R1234yf'li sistemde ısı değiştirici devreye alındığında çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi azalmaktadır. R1234yf ve R134a'lı sistemlerde soğutucu akışkan debisi sonuçları, Aral ve ark. (2021) ile Prabakaran ve ark. (2023) tarafından yapılan çalışmalar ile uyumludur.

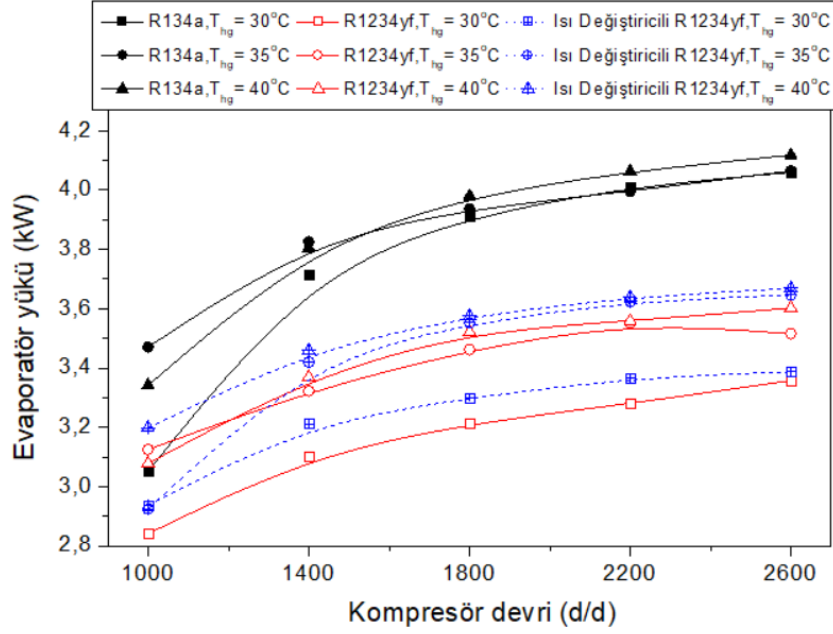


Şekil 4:
Buharlaşma sıcaklığının kompresör hızı ile değişimi

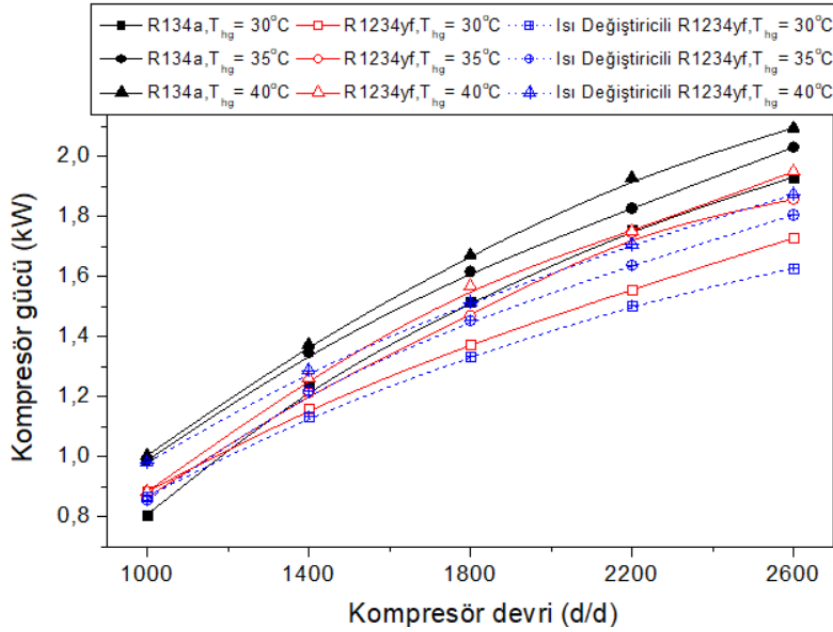
Evaporatör buharlaşma sıcaklığının değişimi, Şekil 4'te gösterilmiştir. Her iki akışkan durumu için emme hattındaki basınç ve dolayısıyla evaporatör basıncı, artan kompresör devriyle birlikte azalmaktadır. Bunun sonucunda evaporatör basıncının fonksiyonu olan buharlaşma sıcaklığı da devirle birlikte düşmektedir. Hava akımı giriş sıcaklığı arttığında, buharlaşma sıcaklığının da yükseldiği görülmektedir. R1234yf kullanılması durumunda buharlaşma sıcaklığı, R134a'ya göre daha düşük olmaktadır. Bunun nedeni, R1234yf'nin aynı basınçta R134a'ya göre daha düşük doyma sıcaklığına sahip olmasıdır. R1234yf'li sistemde İÇİD devreye alındığında, buharlaşma sıcaklığının daha da azaldığı görülmektedir. İÇİD kullanımı soğutucu akışkan debisini düşürdüğünden, belirli bir kompresör gücü için emme hattı basıncı daha da azalarak buharlaşma sıcaklığının düşmesine yol açmaktadır. Testlerde kullanılan tüm devir ve hava giriş sıcaklıklarının ortalaması olarak R134a, İÇİD'siz R1234yf ve İÇİD'li R1234yf durumlarında elde edilen buharlaşma sıcaklıkları sırasıyla -4 °C, $-6,6$ °C ve $-7,4$ °C olarak bulunmuştur.

Şekil 5, sistemin evaporatör yükünün, yani soğutma kapasitesinin değişimini göstermektedir. Soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ve hava giriş sıcaklığıyla birlikte her iki akışkan durumunda da arttığı, Şekil 3'te görülmüştü. Bunun sonucunda, debiyle orantılı olan evaporatör yükünün de benzer şekilde arttığı anlaşılmaktadır. İÇİD olmadan R1234yf kullanılması durumunda evaporatör yükü, R134a durumuna göre ortalama %12,9 daha düşüktür. Bunun başlıca nedeni, R1234yf'nin R134a'ya göre daha düşük gizli buharlaşma ısısına sahip olmasıdır. Ancak R1234yf durumunda ısı değiştirici devreye alındığında soğutucu akışkan debisi düşse bile aynı zamanda buharlaşma sıcaklığındaki düşme nedeniyle evaporatörde hava ve soğutucu akışkan akımları arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır. Düşen debinin olumsuz etkisi artan sıcaklık farkıyla telafi edildiği için evaporatör yükünde hafif bir artış olmaktadır. İÇİD kullanan R1234yf'li sistemin evaporatör yükü, İÇİD'siz sisteme göre ortalama %2,2 yükselmektedir. Bunun sonucunda, İÇİD kullanan R1234yf'li sistemin evaporatör yükü, R134a'lı sistemden

ortalama %11,2 daha düşük olmaktadır. R1234yf'li taşıt iklimlendirme sistemlerinin daha düşük soğutma kapasitesi vermesi sonucu, çok sayıda çalışmanın bulguları ile uyum halindedir (Mota-Babiloni ve ark., 2014; Direk ve ark., 2017; Aral ve ark., 2021, Alkan ve ark., 2021; Prbakaran ve ark., 2023).



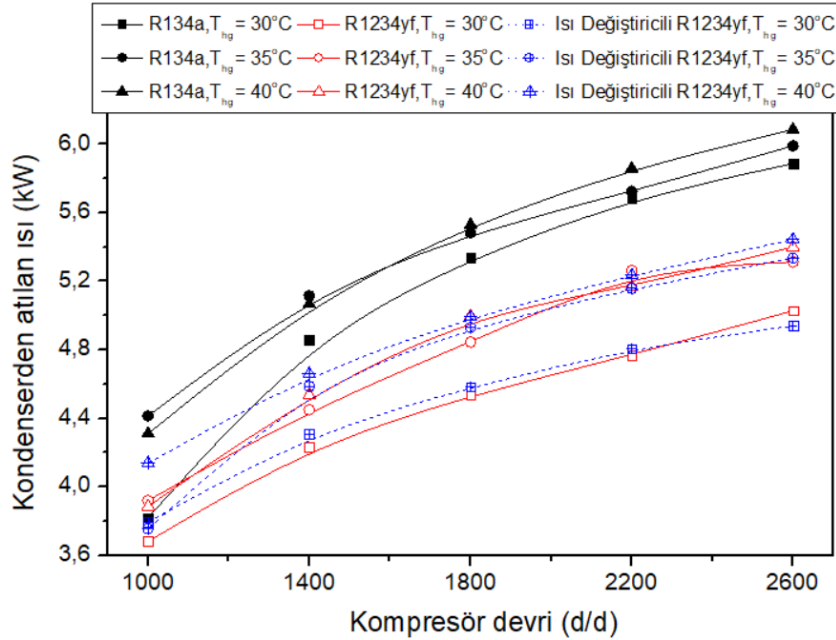
Şekil 5:
Evaporatör yükünün kompresör hızı ile değişimi



Şekil 6:
Kompresör gücünün kompresör hızı ile değişimi

Şekil 6, kompresör gücünün değişimini göstermektedir. Her iki akışkan durumunda da kompresör devri ve hava akımı giriş sıcaklığı arttığında kompresör gücü yükselmektedir. Kompresör devri arttığında hem soğutucu akışkan debisi hem de kompresör çıkış/giriş basınçlar oranı büyümekte; bunun sonucu olarak kompresör gücü yükselmektedir. Hava akımı giriş sıcaklığının artması da kompresör basınçlar oranının artmasına ve sonuçta kompresör gücünün yükselmesine yol açmaktadır. R1234yf'li sistemde soğutucu akışkan debisi R134a'lı sistemden daha yüksek olsa da kompresör basınçlar oranı daha düşük olduğundan kompresör gücü azalmaktadır. R134a kullanan sistemin en büyük kompresör gücüne ihtiyaç duyduğu, İÇİD kullanılmayan R1234yf'li sistemin ortalama %8,0 kadar daha düşük kompresör gücü kullandığı görülmektedir. Isı değiştiricili R1234yf'li sistemde ise soğutucu akışkan debisinin düşmesi nedeniyle kompresör gücü de azalmaktadır. İÇİD kullanılan R1234yf'li sistem, R134a'lı sistemden ortalama %10,1 daha az kompresör gücüne ihtiyaç göstermektedir.

DeneySEL sistemin R134a, R1234yf ve ısı değiştiricili R1234yf ile çalışması durumlarında kompresör izentropik verim değerleri de hesaplanmıştır. R134a ile çalışma durumunda izentropik verim %60,9 ($T_{hg}=30^\circ\text{C}$, $n=2600$ d/d) ile %75,1 ($T_{hg}=40^\circ\text{C}$, $n=1000$ d/d) arasında değişmektedir. R1234yf ile İÇİD kullanılmadan çalışma durumu için kompresör izentropik verimi %59,2 ($T_{hg}=30^\circ\text{C}$, $n=2600$ d/d) ile %78,7 ($T_{hg}=40^\circ\text{C}$, $n=1000$ d/d) arasındadır. Sistemin R1234yf ile İÇİD kullanılarak çalıştırılması durumunda ise kompresör izentropik verimi %63,6 ($T_{hg}=30^\circ\text{C}$, $n=2600$ d/d) ile %75,5 ($T_{hg}=40^\circ\text{C}$, $n=1000$ d/d) arasında çıkmaktadır. Bu sonuçlardan, R1234yf ile İÇİD olmadan çalışma durumunda R134a'lı duruma göre izentropik verimin düşük devirlerde hafifçe azaldığı, yüksek devirlerde ise hafifçe arttığı görülmektedir. R1234yf kullanılan sistemin İÇİD ile çalıştırılması durumunda ise düşük devirlerde izentropik verim yükselirken yüksek devirlerde hafifçe düşmekte ve R134a'lı sisteme çok yakın izentropik verim değerleri elde edilmektedir.



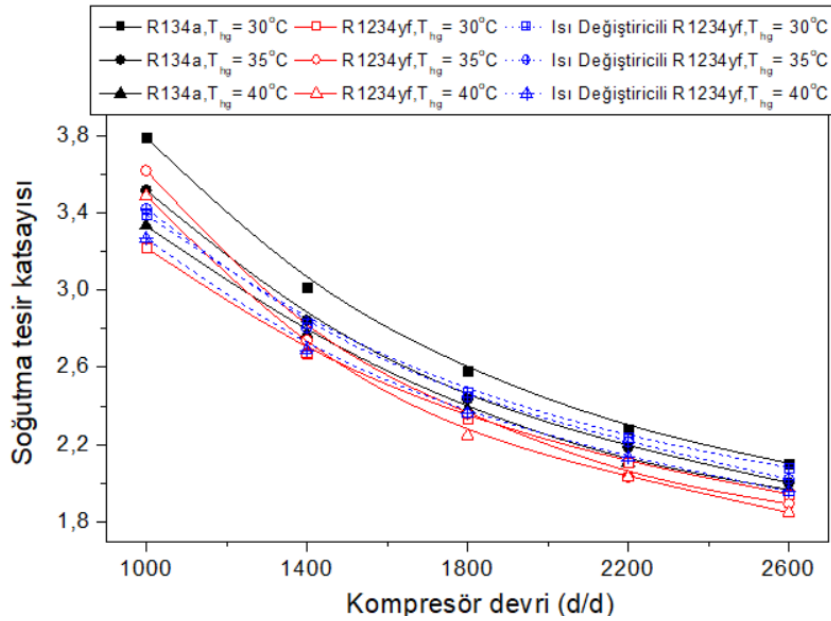
Şekil 7:

Kondenserden atılan ısının kompresör hızı ile değişimi

Kondenserde yoğuşan soğutucu akışkanın çevre havasına attığı ısı, Şekil 7'de gösterilmektedir. Hem R134a hem de R1234yf durumunda kompresör devri arttıkça evaporatör yükü ve kompresör gücü de yükseldiğinden, yaklaşık olarak bu ikisinin toplamı olan

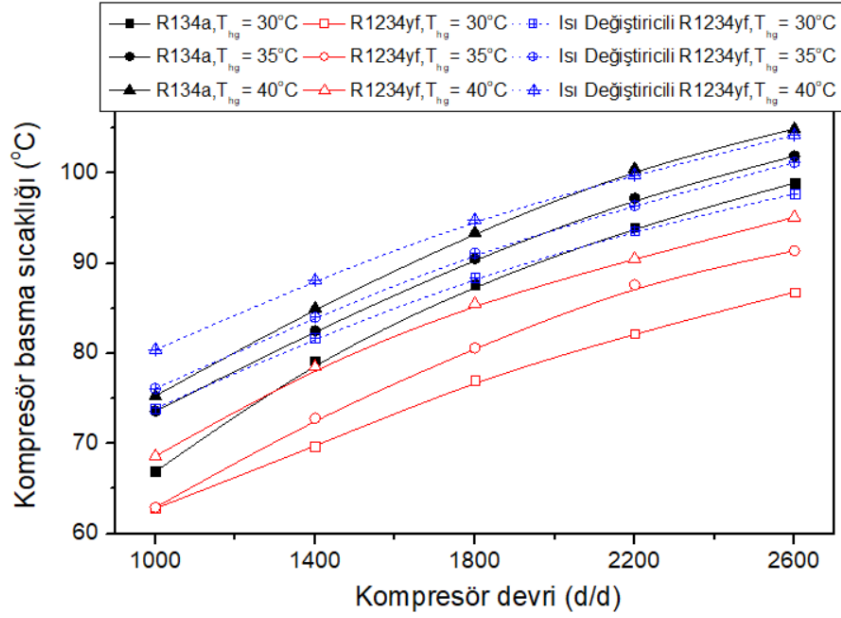
kondenserden atılan ısı da yükselmektedir. Hava akımlarının giriş sıcaklıkları aynı anda artırıldığında, kondenserden atılan ısı da artmaktadır. Evaporatör yükü ve kompresör gücü daha düşük olan R1234yf'li sistem, R134a'lı sistemden daha az miktarda ısıyı kondenserde atmaktadır. R1234yf'li sistemde İÇİD devreye alındığında, kondenserde atılan ısının ortalama değerinin hafifçe yükseldiği görülmektedir. Isı değiştirici etkisiyle kompresör gücü belirli bir oranda düşse bile evaporatör yükü daha büyük bir oranda artmakta, bu durumda ikisinin toplamından oluşan kondenserde atılan ısı da artmaktadır. İÇİD kullanılmayan R1234yf'li sistem, R134a'lı sistemden ortalama %11,5 daha az ısıyı kondenserden atmaktadır. İÇİD kullanılan R1234yf'li sistem ise R134a'lı sistemden ortalama %10,7 daha düşük kondenserden atılan ısı değerine sahiptir.

STK'nın değişimi, Şekil 8'de gösterilmiştir. İki akışkan için de artan kompresör devriyle ve hava akımı giriş sıcaklığıyla birlikte STK'nın düştüğü anlaşılmaktadır. Artan kompresör devri ve hava akımı giriş sıcaklığıyla soğutma kapasitesi yükselse de kompresör gücünde daha büyük oranda yükselme olmakta, bunun sonucu olarak soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olan STK azalmaktadır. R134a kullanan sistem, en büyük STK değerlerini vermektedir. İÇİD kullanılmayan R1234yf'li sistemde elde edilen STK değeri, R134a'lı sisteme göre ortalama olarak %5,3 daha düşüktür. R1234yf'li sistem İÇİD devreye alınmadan çalıştırıldığında, düşük kompresör hızlarında İÇİD kullanılan sisteme göre daha büyük STK değerleri vermektedir. Ancak İÇİD kullanılan sistemin yüksek kompresör hızlarında daha büyük STK ile çalıştığı anlaşılmaktadır. Bunu sebebi, İÇİD kullanılan R1234yf'li sistemin yüksek kompresör hızlarında İÇİD'siz sisteme göre giderek daha düşük kompresör gücüne ihtiyaç göstermesidir. Bu nedenle STK, İÇİD'li sistemde özellikle yüksek kompresör devirlerinde İÇİD'siz sistem kadar düşmemektedir. Isı değiştiricili R1234yf'li sistemde ise STK, R134a'lı sistemden ortalama olarak sadece %2,5 daha düşüktür. R1234yf'li sistemin İÇİD devreye alınarak çalıştırılmasıyla STK'nın ortalama %2,9 arttığı anlaşılmaktadır. Her iki akışkan için elde edilen STK değerlerine benzer sonuçlar, literatürde de mevcuttur (Mota-Babiloni ve ark., 2014; Direk ve ark., 2017; Aral ve ark., 2021; Alkan ve ark., 2021; Prabakaran ve ark., 2023).



Şekil 8:

Soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi

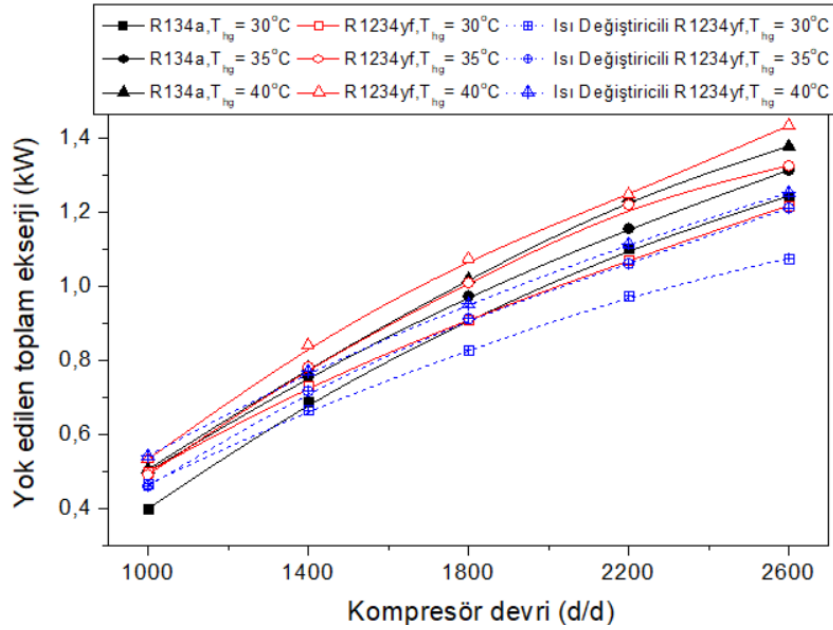


Şekil 9:

Kompresör basma sıcaklığının kompresör hızı ile değişimi

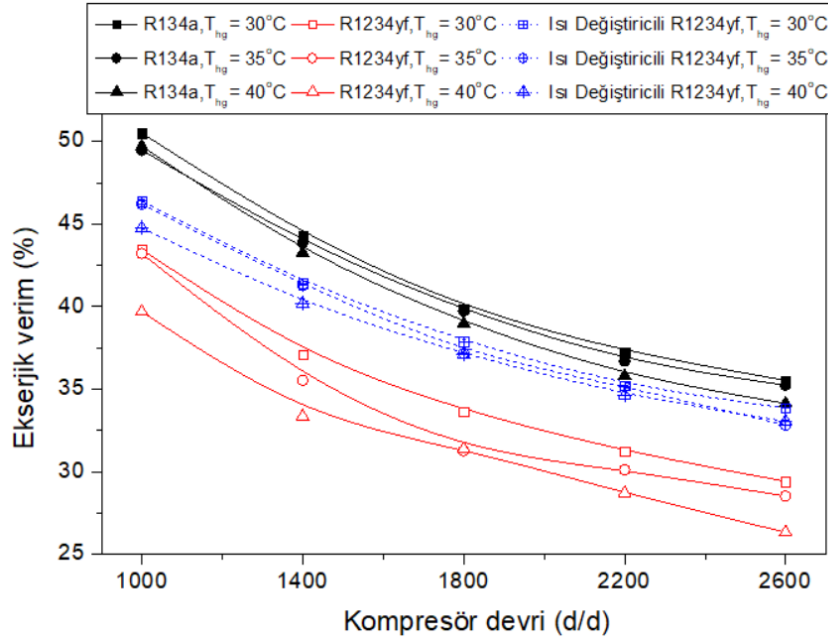
Şekil 9, kompresör basma (çıkış) sıcaklığının değişimini göstermektedir. Basma sıcaklığı, her iki akışkan durumu için kompresör devriyle ve hava akımı giriş sıcaklığıyla birlikte artmaktadır. R1234yf'li sistemde İÇID kullanılmadığı durumda, kompresör basma sıcaklığı R134a'lı sistemden daha düşük olmaktadır. Ancak İÇID kullanılan R1234yf'li sistemde basma sıcaklığı, R134a'lı sistemin de üzerine çıkmaktadır. Bunun nedeni, sıvı hattından geçen soğutucu akışkanın ısı değiştiricide attığı ısı sebebiyle kompresöre giriş yapan soğutucu akışkan sıcaklığının artması, bunun sonucunda belirli bir kompresör gücü için basma sıcaklığının da yükselmesidir. Kompresör basma sıcaklığının aşırı yüksek olması durumunda kompresör içinde kullanılan yağ bundan zarar görebilir. Basma sıcaklığının düşük olması durumunda ise kondenserde ısı atımı zorlaşır ve daha büyük boyutlarda bir kondensere ihtiyaç duyulur. Bunlardan dolayı, kompresör çıkış sıcaklığının belirli bir aralıkta olması tercih edilir. Testlerdeki tüm devir ve hava giriş sıcaklıklarının ortalaması olarak R134a, İÇID kullanılmayan R1234yf ve İÇID kullanılan R1234yf durumlarında elde edilen kompresör basma sıcaklıkları sırasıyla 88,8 °C, 79,5 °C ve 90,1 °C'dir. Elde edilen sonuçlar, Direk ve ark. (2017), Aral ve ark. (2021) ile Alkan ve ark. (2021) ile uyumludur.

DeneySEL taşıt iklimlendirme sisteminin soğutma çevrimindeki toplam ekserji yıkımı, Şekil 10'da gösterilmektedir. Artan kompresör hızıyla birlikte her iki akışkan durumunda soğutucu akışkan debisi artmakta, debi ile doğru orantılı olarak ekserji yıkımı da büyümektedir. Evaporatör girişindeki hava akımı sıcaklığı arttıkça evaporatördeki hava ve soğutucu akışkan akımları arasındaki sıcaklık farkı yükselmekte ve bunun sonucunda evaporatördeki ekserji yıkımı büyümektedir. Kondenser girişindeki hava akımı sıcaklığı arttığında ise kompresör basma basıncı ve dolayısıyla sıcaklığı yükselmekte; bu durumda kompresördeki ve kondenserdeki ekserji yıkımları artmaktadır. TGV giriş ve çıkışları arasındaki basınç farkı büyüdükçe, bu bileşendeki ekserji yıkımı da artmaktadır. R1234yf'li sistemde İÇID kullanılmaması durumunda sistemdeki toplam ekserji yıkımı, R134a'lı sistemden ortalama %2,9 daha büyüktür. İÇID kullanılan R1234yf'li sistemde ise soğutucu akışkan debisi düştüğü için yok edilen ekserji de düşmekte ve R134a'lı sistemden ortalama %6,8 daha küçük çıkmaktadır. İÇID'm devreye alınmasıyla R1234yf'li sistemin soğutma çevrimindeki toplam ekserji yıkımı, İÇID kullanılmayan R1234yf'li sistemden ortalama %9,6 daha düşük olmaktadır.



Şekil 10.

Çevrimdeki toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi



Şekil 11:

Çevrimin ekserjik veriminin kompresör hızı ile değişimi

Şekil 11, deneysel sistemin ekserjik veriminin değişimini göstermektedir. Artan kompresör hızıyla ve hava akımı giriş sıcaklığıyla birlikte her iki akışkan durumu için ekserjik verim düşmektedir. İÇİD kullanılmayan R1234yf'li sistemin ekserjik verimi, R134a'lı sistemden ortalama %18,1 daha düşük çıkmaktadır. İÇİD'in devreye alınmasıyla R1234yf'li sistemin ekserjik verimi iyileşmekte ve R134a'lı sisteme göre ortalama %6,1 daha düşük olmaktadır. R1234yf'li sistemde İÇİD kullanılması durumunda ekserjik verimin ortalama %9,6 oranında

arttığı anlaşılmaktadır. Şekil 11'deki ekserjik verim eğrilerindeki eğilimlerin, Şekil 8'deki STK eğrilerinin eğilimleri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Aral ve ark. (2021) da R1234yf'li taşıt iklimlendirme sisteminin ekserjik veriminin R134a'lı sisteme göre tüm çalışma koşulları için daha düşük olduğu sonucunu elde etmiştir.

Tablo 4. İç ısı değiştiricideki sıcaklık düşmesi, aktarılan ısı ve etkenlik değerlerinin hava giriş sıcaklığı ve kompresör devri ile değişimi

Hava giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör devri (d/d)	Sıvı soğutucu akışkandaki sıcaklık düşmesi (°C)	Aktarılan ısı (kW)	Etkenlik (%)
30	1000	8,5	0,284	40,1
30	2600	9,2	0,358	41,3
35	1000	8,5	0,291	40,1
35	2600	9,7	0,423	42,9
40	1000	8,4	0,325	39,5
40	2600	9,7	0,443	41,3

Tablo 4'de, ısı değiştiricili R1234yf testlerinde kullanılan İÇİD'dan geçen sıvı soğutucu akışkan akımındaki sıcaklık düşmesi, sıvı soğutucu akışkandan buhar soğutucu akışkana transfer olan ısı ve ısı değiştiricinin etkenliği, üç farklı hava akımı giriş sıcaklığı ile kullanılan minimum ve maksimum kompresör devirleri için gösterilmiştir. Isı değiştiricinin, TGV'ye giden sıvı soğutucu akışkan sıcaklığını 8,5-9,7 °C arasında düşürdüğü, bu esnada sıvı fazındaki soğutucu akışkandan buhar fazındaki soğutucu akışkana 0,284-0,443 kW ısı aktarıldığı görülmektedir. Isı değiştiricinin etkenliği ise, %39,5-%42,9 arasında değişmektedir. İÇİD olarak plakalı ısı değiştirici kullanılması durumunda etkenlik değeri yükselse de TGV'nin çalışmasında avlanma adı verilen düzensizlik ile karşılaşmakta ve belirli çalışma koşulları altında çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi TGV tarafından sabit tutulamamaktadır. Buna, nispeten yüksek hacimli plakalı ısı değiştiricinin, çevrimdeki düşük basınçta buharın bulunduğu bölgenin iç hacmini artırmasının neden olduğu düşünülmektedir.

6. SONUÇ

DeneySEL otomobil iklimlendirme sisteminin sürekli rejim çalışma koşulları altındaki test sonuçları kullanılarak yapılan enerji ve ekserji analizleri sonucunda, sistemin çeşitli performans parametrelerinin değerleri R134a için İÇİD kullanılmadan, R1234yf için İÇİD kullanılmadan ve kullanılarak belirlenmiş ve karşılaştırmaları yapılmıştır. Elde edilen önemli sonuçlar, aşağıdaki gibidir.

- İÇİD kullanılmayan R1234yf'li sistemde soğutucu akışkan debisi, R134a'lı sistemden ortalama %6,1 daha yüksek olmaktadır. İÇİD devreye alındığında ise debi, R134a'lı sistemden ortalama olarak sadece %0,5 daha yüksek çıkmaktadır.
- İÇİD kullanılmayan R1234yf'li sistemde evaporatör yükü, R134a'lı sisteme göre ortalama %12,9 daha düşük olmaktadır. Bunun başlıca nedeni, R1234yf'nin R134a'ya göre daha düşük gizli buharlaşma ısısına sahip olmasıdır. İÇİD devreye alındığında ise evaporatör yükü, ısı değiştiricisiz çalışmaya göre artış göstermekte ve R134a'lı sistemden ortalama %11,2 daha düşük çıkmaktadır. İÇİD kullanılmasıyla R1234yf'li sistemde evaporatör yükü, ortalama %2,2 yükselmektedir.
- En büyük kompresör gücüne R134a'lı sistem ihtiyaç duymaktadır. İÇİD kullanılmayan R1234yf'li sistemin, R134a'lı sistemden ortalama %8,0 kadar daha düşük kompresör gücüne ihtiyaç duyduğu belirlenmiştir. Bu sistemde ısı değiştirici devreye alındığında ise R134a'lı sistemden ortalama %10,1 daha düşük kompresör gücü kullanıldığı tespit edilmiştir.

- En büyük STK değerlerini R134a'lı sistem sağlamakta, İÇİD kullanılmayan R1234yf'li sistemin STK değerleri R134a'lı sistemden ortalama %5,3 daha düşük olmaktadır. İÇİD kullanılan R1234yf'li sistemin STK değerleri ise R134a'lı sistemden sadece %2,5 kadar daha düşüktür. İÇİD ile R1234yf'li sistemin STK değeri ortalama %2,9 artmaktadır.
- İÇİD kullanılmayan R1234yf'li sistemdeki toplam ekserji yıkımı, R134a'lı sistemden %2,9 kadar daha yüksektir. R1234yf'li sistemde İÇİD kullanıldığında ise R134a'lı sistemden %6,8 kadar daha düşük toplam ekserji yıkımı elde edilmiştir.
- İÇİD kullanılmayan R1234yf'li sistemin ekserjik verimi, R134a'lı sistemden ortalama %18,1 daha düşüktür. İÇİD'in devreye alınmasıyla sistemin ekserjik verimi, R134a'lı sistemden ortalama %6,1 daha düşük olmaktadır. İÇİD kullanılmasıyla R1234yf'li sistemin ekserjik veriminin %9,6 kadar arttığı anlaşılmaktadır.

Yukarıdaki sonuçlardan, genleşme elemanı olarak TGV ve kompresör olarak SKK kullanan taşıt klima sistemlerinde R134a yerine R1234yf kullanılmasıyla performansta önemli oranda düşme olduğu, ancak İÇİD kullanılması halinde performans düşmesinin önemli ölçüde telafi edildiği ve performans parametrelerinin değerlerinin R134a'lı sisteme çok yaklaştığı görülmektedir. R1234yf'nin özellikle gizli buharlaşma ısısının R134a kadar yüksek olmaması, R1234yf kullanan sistemlerin soğutma kapasitesi, STK ve ekserjik verimlerinin R134a'lı sistemler kadar yüksek çıkmamasına yol açmaktadır. R1234yf'li sistemlerde performansı artırmak için İÇİD kullanmaya ilave olarak, sürtünmelerin ve iç ısı transferinin azaltıldığı üst teknoloji kompresörlerin kullanılması, evaporatör ve kondenser yüzey alanları artırılarak bu elemanlardaki soğutucu akışkan ve hava akımları arasındaki ortalama sıcaklık farkının düşürülmesi ve böylece çevrimde yok edilen ekserjinin azaltılması, daha yüksek kondenser ve evaporatör hava hızları ile çalışılması gibi yöntemlerden faydalanılabilir. Gelecekte, R134a'ya alternatif olarak R1234ze(E) kullanılması durumunda performansın R134a'lı sistem ile karşılaştırılması ve İÇİD kullanımının R1234ze(E)'li sistemin performansına etkisi araştırılabilir.

ÇIKAR ÇATIŞMASI

Yazarlar, bilinen herhangi bir çıkar çatışması veya herhangi bir kurum/kuruluş ya da kişi ile ortak çıkar bulunmadığını onaylamaktadırlar.

YAZAR KATKISI

Umut GÜNGÖR literatür taraması, deneysel sistemin kurulması, deneylerin yapılması, veri toplama, veri analizi ve yorumlama, makale taslağının oluşturulması ve grafiklerin çizilmesine; Murat HOŞÖZ fikrin oluşması, çalışmanın kavramsal ve tasarım süreçlerinin belirlenmesi ve yönetimi, deneysel sistemin kurulması, sonuçların yorumlanması, makale taslağının oluşturulması, fikrinsel içeriğin eleştirel incelemesi, son onay ve tam sorumluluk kısımlarına katkı sağlamıştır.

KAYNAKLAR

1. Alkan, A. ve İnan, M.S. (2023) Experimental investigation of the effects of compressor types on the performance of an automobile air conditioning system using R1234yf, *International Journal of Refrigeration*, 155. 58-66. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.09.004>
2. Alkan, A., Kolip, A. ve Hosoz, M. (2021) Energetic and exergetic performance comparison of an experimental automotive air conditioning system using refrigerants R1234yf and R134a, *Journal of Thermal Engineering*, 7, 1163-1173. <https://doi.org/10.18186/thermal.978014>

3. Aral, M.C., Suhermanto, M. ve Hosoz, M. (2021) Performance evaluation of an automotive air conditioning and heat pump system using R1234yf and R134a, *Science and Technology for the Built Environment*, 27, 44-60. <https://doi.org/10.1080/23744731.2020.1776067>
4. Bhatti, M.S. (1999) Riding in Comfort Part II: Evolution of Automotive Air Conditioning, *Ashrae Journal*, 41, 44-50.
5. Cho, H., Lee, H. ve Park, C. (2013) Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf, *Applied Thermal Engineering*, 61, 563-569. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.08.030>
6. Cho, H. ve Park, C. (2016) Experimental investigation of performance and exergy analysis of automotive air conditioning systems using refrigerant R1234yf at various compressor speeds, *Applied Thermal Engineering*, 101, 30-37. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.153>
7. Devecioğlu, A.G. ve Oruç, V. (2018) A comparative energetic analysis for some low-GWP refrigerants as R134a replacements in various vapor compression refrigeration systems, *Journal of Thermal Sciences and Technology*, 38, 51-61.
8. Direk, M., Kelesoğlu, A. ve Akin, A. (2017) Drop-in performance analysis and effect of IHX for an automotive air conditioning system with R1234yf as a replacement of R134a, *Strojinski vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, 63, 314-319. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2016.4247>
9. Direk, M. ve Soylu, E. (2018) The effect of internal heat exchanger using R1234ze(E) as an alternative refrigerant in a mobile air-conditioning system, *Strojinski vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, 64, 114-120. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2017.5093>
10. 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.
11. Gungor, U. ve Hosoz, M. (2024) Performance comparison of a mobile air conditioning system using an orifice tube as an expansion device for R1234yf and R134a, *Science and Technology for the Built Environment*, 30, 588-598. <https://doi.org/10.1080/23744731.2024.2309124>
12. Güngör, U. (2021) *R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlı bir otomobil iklimlendirme sisteminde iç ısı değiştirici kullanımının sistem performansına etkilerinin deneysel analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
13. Klein, S.A. (2016) *EES – Engineering Equation Solver, Version 10.167*, F-Chart Software.
14. Lee, Y. ve Jung, D. (2012) A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications, *Applied Thermal Engineering*, 35, 240-242. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.004>
15. Lemmon, E.W., Huber, M.L. ve McLinden, M.O. (2013) *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), Version 9.1, in NIST Standard Reference Database 23*, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg.
16. Moffat, R.J. (1988) Describing the uncertainties in the experimental results, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1, 3-17. [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(88\)90043-X](https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X)
17. Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbri, J., Barragan-Cervera, A., Moles, F. ve Peris, B. (2014) Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(e) in a vapor compression system as R134a replacements, *Applied Thermal Engineering*, 71, 259-265. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.06.056>

18. Prabakaran, R., Lal, D.M. ve Kim S.C. (2023) Thermodynamic analysis of air conditioning system for a passenger vehicle with suction line heat exchanger using HFO-1234yf, *Heat Transfer Engineering*, 814-832. <https://doi.org/10.1080/01457632.2023.2227801>
19. Prabakaran, R., Sidney, S., Iyyappan, R. ve Lal, D.M. (2019) Experimental studies on the performance of mobile air conditioning system using environmental friendly HFO-1234yf as a refrigerant, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part E-Journal of Process and Engineering*, 235, 735-742. <https://doi.org/10.1177/0954408919881236>
20. SAE (2008) *SAE J2765, Procedure for measuring system COP (Coefficient of Performance) of a mobile air conditioning system on a test bench*, SAE International Surface Vehicle Standard.
21. Tasdemirci, E., Alptekin, E. ve Hosoz, M. (2022) Experimental performance comparison of R1234yf and R134a automobile air conditioning systems employing a variable capacity compressor, *International Journal of Vehicle Design*, 90, 1-18, (2022). <https://doi.org/10.1504/IJVD.2022.129169>
22. UNEP (1987) *The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*, United Nations Environment Programme.
23. UNEP (1997) *Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change*, United Nations Environment Programme.
24. Wang, C.C. (2014) System performance of R-1234yf refrigerant in air-conditioning and heat pump system – an overview of current status, *Applied Thermal Engineering*, 73, 1412-1420. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.012>.
25. Wantha, C. (2019) Analysis of heat transfer characteristics of tube-in-tube internal heat exchangers for HFO-1234yf and HFC-134a refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering*, 157, 113747, 1-10. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113747>
26. Yataganbaba, A., Kilicarslan, A. ve Kurtbas, I. (2015) Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 60, 26-37. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.08.010>
27. Zhang, Z., Wang, J., Feng, X., Chang, L., Chen, Y., ve Wang, X. (2018) The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91, 443-463. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.005>
28. Zilio, C., Brown, J.S., Schiochet, G. ve Cavallini, A. (2011) The refrigerant R1234yf in air conditioning systems, *Energy*, 36, 6110-6120. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.08.002>