ARAŞTIRMA MAKALESİ

Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sisteminde F-gaz Yönetmeliği Çerçevesinde Enerjetik ve Ekserjetik Bakımdan Deneysel Bir İnceleme

Kayhan DAĞIDIR
Arş. Gör.
Tarsus Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği
Mersin
kayhandagidir@tarsus.edu.tr
orcid: 0000-0003-0499-1764

Kemal BİLEN
Dr. Öğretim Üyesi
Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi
Makine Mühendisliği
Ankara
kemal.bilen@aybu.edu.tr
orcid: 0000-0003-1775-7977

Bekir CANSEVDİ
Mak. Müh.
Üntes Isıtma Klima Soğutma
Ar-Ge Merkezi Yöneticisi
Ankara
bekircansevdi@untes.com.tr
orcid: 0000 0002 6921 2242

ÖZ

Bu çalışmada; mekanik buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminin termodinamik analizi enerjetik ve ekserjetik yaklaşımlarla deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Deney tesisatındaki ekipman detaylı olarak tanıtılmış ve her bir ana eleman için termodinamik bağıntılar elde edilmiştir. Bu çalışmanın amacı; soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası uygulamalarındaki florlu sera gazlarının kullanımına getirilen kısıtlamalara uyum sürecinde, özellikle bu alanlarda faaliyetlerini sürdüren ticari işletmeler ve Ar-Ge merkezlerinin sürece adaptasyonuna katkı sağlamaktır. Çalışma kapsamında, iş akışkanı olarak florlu sera gazları arasında yer alan R134a kullanılarak hem mevcut R134a'lı sistemlere hem de değişim sürecindeki R134a'nın alternatiflerinin kullanımının planlandığı tasarım aşamasındaki sistemlere yönelik test ve analiz prosedürü ve deneysel veri sunulması hedeflenmektedir. Bu kapsamda, R134a kullanılan sistem yaklaşık 10 kW sabit soğutma kapasitesinde çeşitli (-5, 0 ve 5 °C) buharlaşma ve (40, 45 ve 50 °C) yoğuşma sıcaklıklarında test edilmiş ve elde edilen deneysel bulgular araştırmacıların kullanımına sunulmuştur. Ayrıca, benzer şartlardaki sistemlerin karşılaştırılabilmesi için sistem karakteristiklerinin bir göstergesi olan P-h ve T-s diyagramları paylaşılmıştır. Çalışma sonucunda, deneysel veriler yardımıyla elde edilen çıktılar ve sistemin simülasyonu için gerekli parametreler belirlenmiş ve paylaşılmıştır. Sonuç olarak, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının sistem performansı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Buna göre; 0 °C sabit buharlaşma sıcaklığında, yoğuşma sıcaklığının artmasıyla kompresör gücünde %30 ve toplam ekserji kaybında %48'e varan artış, EER değerinde ise %23'e varan azalış tespit edilmiştir. Benzer şekilde; 45 °C sabit yoğuşma sıcaklığında, buharlaşma sıcaklığının düşmesiyle kompresör gücünde %36 ve toplam ekserji kaybında %54'e kadar artış, EER değerinde ise %27'ye varan azalış saptanmıştır.

Anahtar Kelimeler

BSSS, R134a, Enerjetik ve Ekserjetik İnceleme, Montreal Protokolü, Kigali Değişikliği, F-Gaz Yönetmeliği.

An Experimental Investigation Based on F-gas Regulation in Vapor Compression Refrigeration System with Energetic and Exergetic Approaches

ABSTRACT

In this study, thermodynamic analysis of a mechanical vapor compression refrigeration system was experimentally conducted with energetic and exergetic approaches. The equipment in the experimental setup was detailly introduced and thermodynamic relations of each main components were obtained in terms of energy and exergy approaches. The aim of this study is to contribute to the adaptation of commercial enterprises and R&D centers that continue their activities in cooling, air conditioning and heat pump applications in the process of adaptation to the restrictions on the use of fluorinated greenhouse gases. Within the scope of the study, R134a, which was among the fluorinated greenhouse gases, was used as a working fluid. Thus, it is aimed to present test, analysis procedure and experimental data for both existing systems with R134a and systems in the design process where alternative refrigerants are used instead of R134a. Therefore, the system using R134a was tested at various (-5, 0 ve 5 °C) evaporation and (40, 45 ve 50 °C) condensation temperatures at approximately 10 kW constant cooling capacity and the experimental findings were presented to the use of researchers. In addition, P-h and T-s diagrams, which were indicators of system characteristics, were shared to compare systems under similar conditions. As a result of this study, the outputs obtained with the help of the experimental data and the parameters determined for the simulation of the system were shared. In conclusion, it was seen that the evaporation and condensation temperatures have a significant impact on the system performance parameters. Accordingly, compressor power and total exergy destruction rate increased up to 30 and 48% with the increase of the condensation temperature at the constant evaporation temperature of 0 °C, respectively. Additionally, it was observed that the EER value of the system decreased up to 23%. Similarly, compressor power and total exergy destruction rate increased up to 36 and 54% with the decrease of the evaporation temperature at the constant condensation temperature of 45 °C, respectively. Additionally, it was observed that the EER value of the system decreased up to 27%.

Keywords

VCRS, R134a, Energetic and Exergetic Analyses, Montreal Protocol, Kigali Amendment, F-Gas Regulation.

Geliş Tarihi : 13.04.2023
Kabul Tarihi : 31.05.2023

Dağıdır, K., Bilen, K., Cansevdi, B., Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sisteminde F-gaz Yönetmeliği Çerçevesinde Enerjetik ve Ekserjetik Bakımdan Deneysel Bir İnceleme, Tesisat Mühendisliği Dergisi, sayı: 196, sf. 1-11, Mayıs-Haziran 2023.

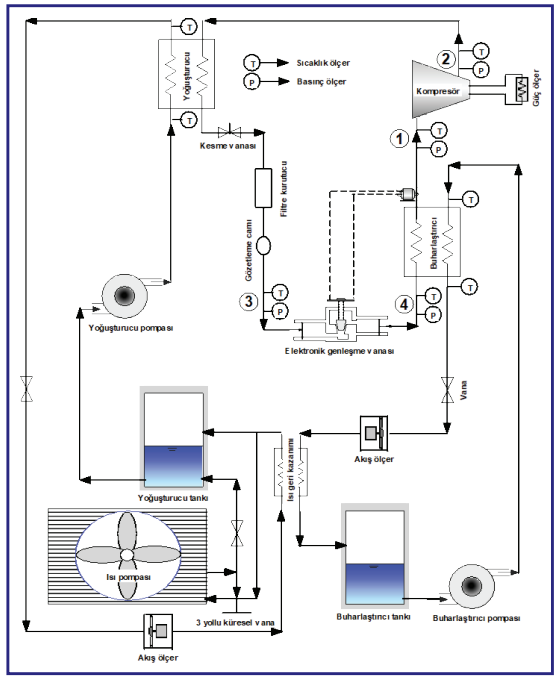
1. GİRİŞ

Günümüzde en önemli çevresel problemlerden birisi haline gelen küresel ısınma giderek önemini artırmaktadır. Bu konuda en önemli adımlardan biri, Birleşmiş Milletler (BM) tarafından Birleşmiş Milletler Çevre Programı (UNEP) kurularak atılmıştır. UNEP öncülüğünde 1976'dan günümüze ozon tabakasının tahribatı ve küresel ısınma gibi temel çevresel konularda çok sayıda ülkenin desteğiyle sistematik değerlendirme toplantıları düzenlenmekte ve çeşitli kararlar alınmaktadır [1-3]. Ülkemiz de UNEP tarafından yürütülen bu faaliyetleri destekleyen ülkelerden biridir. Yine ülkemiz, 196 ülkenin taraf olduğu ve çevre konusunda oluşturulmuş en başarılı çok taraflı anlaşma olarak nitelendirilen Ozon Tabakasını İncelten Maddelere İlişkin Montreal Protokolü'ne 19 Aralık 1991'de taraf olmuştur [4]. Bu protokol kapsamında florlu sera gazı salınımının kontrol altında tutulması için bugüne değin gerçekleşen tüm değişiklikler ülkemiz tarafından da kabul edilmiştir. Doğrudan veya dolaylı olarak florlu sera gazı içeren veya çalışması bu gazlara bağlı olan ürün ve ekipman bu süreçten etkilenmiştir [5]. Güncel durumda, Ruanda'nın başkenti Kigali'de 2016 yılında gerçekleştirilen değerlendirme toplantısıyla protokolde bazı değişiklikler yapılmıştır [6]. Bu değişiklikler, ülkemizde de uygulamaya konmuş, böylece 29 Haziran 2022'de yayımlanan Florlu Sera Gazlarına İlişkin Yönetmelik ile florlu sera gazlarının kontrol altında tutulmasına yönelik düzenlemeler güncellenmiştir [7]. Bu düzenlemelerden etkilenen ürün ve ekipmanın başında Hidroflorokarbonlarla (HFC'lerle) şarj edilmiş soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası ekipmanları gelmektedir. HFC'lerle şarj edilmiş soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası ekipmanları için 2025 yılından başlamak üzere ton CO_2 eşdeğer değerine dayalı olarak kota uygulamasına geçilmesi planlanmaktadır. Diğer taraftan, yine ton CO_2 eşdeğer değerine bakılarak ürün ve ekipmanın düzenli bir şekilde sızıntı kontrollerinin yapılması zorunlu tutulmaktadır. Bununla birlikte; soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası ekipmanındaki HFC'lerin Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) değerine bağlı bir azaltım takvimi de hazırlanmıştır. Buna göre, GWP değeri 2500 ve üzerinde olan HFC içeren ticari soğutucu ve dondurucuların 1 Ocak 2025, GWP değeri 150 ve üzerinde HFC içeren ticari soğutucu ve dondurucuların 1 Ocak 2029 tarihinden itibaren piyasaya arzı zorunlu kullanım alanları haricinde yasaklanmıştır. Benzer şekilde, GWP değeri 750 ve üzerinde 3 kg'dan az florlu sera gazı içeren tekli split klimaların ve GWP değeri 150 ve üzerinde florlu sera gazı içeren taşınabilir oda iklimlendirme ekipmanlarının 1 Ocak 2025 tarihinden itibaren piyasaya arzı yasaklanmıştır. Belirlenen bu takvim doğrultusunda çoğu soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası uygulamalarında değişikliklerin olacağı öngörülmektedir. Soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası uygulamalarında kullanılan soğutucu akışkanların GWP değerleri kademeli olarak 150'nin altına indirilmek istenmektedir. Buna göre, mevcut durumda kullanılan ve yüksek GWP değerine sahip olan birçok soğutucu akışkanın değiştirilmesi ve yerlerinin alternatifleriyle doldurulması gereklidir. Uygulama planı belli olan yakın gelecekteki bu değişimlere bugünden hazırlanmak önemli ve gereklidir. Bu bağlamda, bu çalışma florlu sera gazlarının kullanımının kontrol altına alınmasına yönelik olarak planlanan değişimlere katkı sağlamak amacıyla hazırlanmıştır. Bu çalışmada soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası sistemlerinde kullanılan yüksek GWP değerine sahip florlu sera gazlarının azaltımına yönelik olarak yürütülecek çalışmalara katkı sağlamak için bu tür sistemlerde yaygın olarak tercih edilen [8] ve GWP değeri 1300 olan [9] R134a soğutucu akışkanının mekanik bir Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sistemindeki (BSSS'deki) kullanımı, termodinamik bakımdan enerji ve ekserji yaklaşımlarıyla deneysel olarak ele alınmıştır. Halihazırda, BSSS'lerde R134a yerine alternatif soğutucu akışkan arayışları devam etmektedir [10-12]. Bu nedenle, bu çalışma kapsamında iş akışkanı olarak florlu sera gazları arasında yer alan R134a kullanılarak hem mevcut R134a'lı sistemlere hem de değişim sürecindeki R134a'nın alternatiflerinin kullanımının planlandığı tasarım aşamasındaki sistemlere yönelik test ve analiz prosedürü ve deneysel veri sunulması hedeflenmektedir. Böylece bu çalışmada, iş akışkanı olarak R134a kullanılan mekanik bir BSSS'nin simülasyonu için gerekli girdi parametreleri ve simülasyonun doğrulanması için gerekli termodinamik performans parametreleri belirlenmiş ve paylaşılmıştır. Bu sayede, özellikle soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası uygulamaları alanında faaliyetlerini sürdüren ve test olanağı bulunmayan ticari işletmeler ve Ar-Ge (Araştırma-Geliştirme) merkezlerine Florlu Sera Gazlarına İlişkin Yönetmelik kapsamındaki değişim sürecinde kendi simülasyonlarını oluşturabilme olanağı sunulması hedeflenmektedir.

2. DENEY DÜZENEĞİ

Bu çalışma kapsamında hazırlanmış olan deney düzeneği iki ana gruba ayrılmaktadır. Bunlar, BSSS'yi içeren soğutma devresi ve soğutma devresinin güvenli bir şekilde çalışması için kurgulanmış olan yardımcı su devreleridir. Soğutma devresi; BITZER marka 4CES-6Y-40S model yarı-hermetik pistonlu tip kompresör, yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkandan daha düşük sıcaklıktaki suya ısı geçişinin sağlandığı ALFA LAVAL marka AC-30EQ-20H-F model plakalı bir ısı değiştiricisi olan yoğuşturucu, ihtiyaç duyulması halinde kullanılmak üzere yerleştirilmiş olan ve üzerinde bir adet de servis çıkışı bulunan DANFOSS marka GBC tip soğutucu akışkan kesme vanası, montaj sırasında hatta oluşabilen kirlenmelerin ve soğutucu akışkan şarjı sırasında hat içerisinde kalması muhtemel nemin olumsuz etkilerini önlemek için kullanılan DANFOSS marka DML model bir filtre-kurutucu, yoğuşturucu çıkışında soğutucu akışkanın faz durumunun kontrolünü sağlamak için kullanılan DANFOSS marka SGP tip gözetleme camı, akışı anlık olarak düzenleyebilen, çalışma şartlarında meydana gelen değişimlere hızlı uyum sağlayabilen ve kompresör girişindeki aşırı kızdırma değerini ayarlayabilen DANFOSS marka ETS 6 tip Elektronik Genleşme Vanası (EGV) ve soğutulan ortam olarak tasarlanan yüksek sıcaklıktaki Etilen Glikol (EG) katkılı sudan (hacimsel olarak %40 EG+%60 su) daha düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkana ısı geçişinin sağlandığı ALFA LAVAL marka AC-70X-20M-F model plakalı bir ısı değiştiricisi olan buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. Sistemin güvenli basınç değerlerinde çalışmasını sağlamak için emme hattına, açık ayarı 0,2±0,2 bar, kapalı ayarı 0,9±0,34 bar olan ve basma hattına, açık ayarı 20±0,7 bar, manuel yeniden çalıştırma ayarı 14±0,7 bar olan ELIWELL marka alçak ve yüksek basınç otomatikleri yerleştirilmiştir. Sistemdeki elektronik ekipmanların kontrolü CAREL marka programlanabilir mantıksal denetleyici (PLC) ile kontrol edilmektedir.

Buharlaştırıcı hattındaki EG su karışımı, 48 L kapasiteli tankta ve yoğuşturucu hattındaki su 64 L kapasiteli tankta muhafaza edilmektedir. Kapasitesi 48 L olan tanktaki EG su karışımının sirkülasyonu, GRUNDFOS marka TP 25/2 A-O-A-BQQE-AX1 model pompayla ve kapasitesi 64 L olan tanktaki suyun sirkülasyonu, GRUNDFOS marka UPS2 25-80 model pompayla sağlanmaktadır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hatlarındaki akışkanlar EG su karışımının bulunduğu tankın sıcaklığını kontrol altında tutabilmek için ALFA LAVAL marka T2-BFG model plakalı bir ısı değiştiricide ısı geri kazanımına tabi tutulmaktadır. Yoğuşturucu hattındaki tank sıcaklığı ise RHOSS marka THAEY 105 model bir ısı pompası ile kontrol altında tutulmaktadır. Şekil 1a'da sistemin şematik görünümü, Şekil 1b'de ise çeşitli fotoğrafları verilmiştir.



a) Deney düzeneğinin şematik görünümü



b) Deney düzeneğinin fotoğrafları

Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünümü ve çeşitli fotoğrafları

3. TEST PROSEDÜRÜ VE TERMODİNAMİK ANALİZ

Bu çalışma kapsamındaki deneyler sürekli akışlı kararlı hal şartlarında gerçekleştirilmiştir. Deney tesisatına eklenen yardımcı su devreleri sayesinde sistemin sürekli çalışır vaziyette tutulması sağlanmıştır. Deney düzeneğinin termodinamik analizi için, düzeneğin çeşitli bölgelerine ölçüm cihazları yerleştirilmiştir. Şekil 1'de yer alan 1, 2, 3 ve 4 noktalarında soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklıkları ölçülmüştür. Soğutucu akışkanın basıncı KELLER marka 21Y serisi PPT (Piezoresistive Pressure Transmitters) sensörler ile sıcaklıkları ise EMKO marka RTD (Resistance Temperature Detector) sensörler ile ölçülmüştür. Aynı sıcaklık ölçüm cihazları yardımcı su devrelerinin giriş ve çıkışlarında da kullanılmıştır. Yardımcı su devrelerine yerleştirilen GENTEK marka GT-HZ25DN model türbin tipi dijital debiölçerler ile hacimsel debi ölçümü yapılmıştır. Bununla birlikte, kompresör motoru tarafından çekilen elektriksel güç ENTES marka RG3-12CS model dijital güç kontrol rölesiyle takip edilmiştir. Ortam sıcaklığının kontrolü ise TESTO marka 605i model NTC (Negative Temperature Coefficient) sıcaklıkölçer ile sağlanmıştır. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Deney Düzeneğindeki Ölçüm Cihazlarının Teknik Özellikleri

Cihaz	Ölçüm aralığı	Belirsizliği
PPT sensör	0~25 bar	±%0,25
RTD sensör	-70~200 °C	±0,50 °C
NTC sensör	-20~60 °C	±0,50 °C
Debiölçer	5~60 L/dk	±%1,00
Güçölçer	0~10 kW	±%1,00

Deney düzeneğinin termodinamik analizi, şu kabuller altında gerçekleştirilmiştir [13].

- Her bir bileşende seçilen kontrol hacimleri için kararlı hal şartları geçerlidir.
- Her bir kontrol hacmi için kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir.
- Sistem bileşenlerinden çevreye veya çevreden sistem bileşenlerine olan ısı geçişleri ihmal edilmektedir.

Sistemin termodinamik analizi için elde edilen eşitlikler Tablo 2'de sunulmuştur.

4. BELİRSİZLİK ANALİZİ

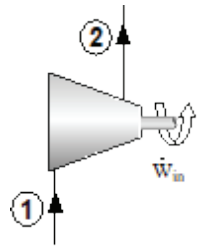
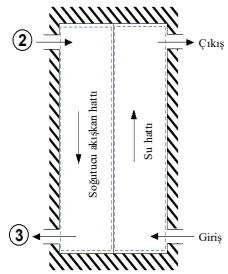
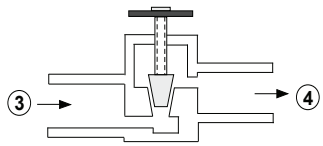
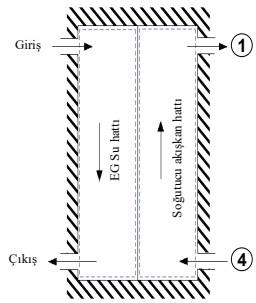
Bu çalışma kapsamında, deneysel verilerden yararlanılarak elde edilen büyüklüklerin hata analizinde belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır. Bu yönteme göre, deneylerde ölçülen parametreler yardımıyla hesaplanan herhangi bir büyüklük R, bu büyüklüğe etki eden bağımsız değişken sayısı ise n olsun. Buna göre; $R= R(x_1, x_2, x_3, \dots x_n)$ olarak yazılabilir. Böylece, R büyüklüğünün toplam belirsizliği Eşitlik (1)'deki gibi ifade edilir. Bu çalışma kapsamında elde edilen deneysel veriler, enerjetik ve ekserjetik bağıntılarda kullanılmıştır. Analizler neticesinde tespit edilen en büyük belirsizlikler; enerjetik bakımdan, belirsizliği Eşitlik (2) ile hesaplanan EER değerinde, ekserjetik bakımdan ise belirsizliği Eşitlik (3) ile hesaplanan toplam ekserji kaybı değerinde ortaya çıkmıştır. Bu belirsizlik miktarları Tablo 3'te verilmiştir.

$$u_{Toplam} = \pm\left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1}u_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2}u_{x_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3}u_{x_3}\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n}u_{x_n}\right)^2\right]^{1/2} \quad (1)$$

$$u_{EER\,BSSS} = \pm\left[\left(\frac{\partial EER_{BSSS}}{\partial \dot{Q}_L}u_{\dot{Q}_L}\right)^2 + \left(\frac{\partial EER_{BSSS}}{\partial \dot{W}_{in}}u_{\dot{W}_{in}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (2)$$

$$u_{\dot{E}x_{d,BSSS}} = \pm\left[\left(\frac{\partial \dot{E}x_{d,BSSS}}{\partial \dot{E}x_{d,k}}u_{\dot{E}x_{d,k}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{d,BSSS}}{\partial \dot{E}x_{d,y}}u_{\dot{E}x_{d,y}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{d,BSSS}}{\partial \dot{E}x_{d,EGV}}u_{\dot{E}x_{d,EGV}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{d,BSSS}}{\partial \dot{E}x_{d,b}}u_{\dot{E}x_{d,b}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (3)$$

Tablo 2. Deney Düzeneğinin Enerji Ve Ekserji Yaklaşımlarıyla Termodinamik Analizi

	Ekipman	Şematik görünüm	Termodinamik bağıntı(lar)
Kompresör			Kütle dengesi: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_R$ Enerji dengesi: $\dot{W}_{in} = \dot{m}_R (h_2 - h_1)$ Entropi dengesi: $\dot{S}_{ü,k} = \dot{m}_R (s_2 - s_1)$ Ekserji dengesi: $\dot{E}x_{d,k} = \dot{W}_{in} + \dot{m}_R (ex_1 - ex_2)$ $ex_n = h_n - h_o - T_o(s_n - s_o)$
Yoğuşturucu			Kütle dengesi: $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_R$ $\dot{m}_{w,in} = \dot{m}_{w,out} = \dot{m}_w$ Enerji dengesi: $\dot{m}_R (h_2 - h_3) = \dot{m}_w (h_{w,out} - h_{w,in})$ Entropi dengesi: $\dot{S}_{ü,y} = \dot{m}_R (s_3 - s_2) + \dot{m}_w (s_{w,out} - s_{w,in})$ Ekserji dengesi: $\dot{E}x_{d,y} = \dot{m}_R (ex_2 - ex_3) + \dot{m}_w (ex_{w,in} - ex_{w,out})$ $ex_n = h_n - h_o - T_o(s_n - s_o)$
Genleşme vanası			Kütle dengesi: $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R$ Enerji dengesi: $\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 \rightarrow h_3 = h_4$ Entropi dengesi: $\dot{S}_{ü,EGV} = \dot{m}_R (s_4 - s_3)$ Ekserji dengesi: $\dot{E}x_{d,EGV} = \dot{m}_R (ex_3 - ex_4)$ $ex_n = h_n - h_o - T_o(s_n - s_o)$
Buharlaştırıcı			Kütle dengesi: $\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_R$ $\dot{m}_{ew,in} = \dot{m}_{ew,out} = \dot{m}_{ew}$ Enerji dengesi: $\dot{m}_R (h_1 - h_4) = \dot{m}_{ew} (h_{ew,in} - h_{ew,out})$ Entropi dengesi: $\dot{S}_{ü,b} = \dot{m}_R (s_1 - s_4) + \dot{m}_{ew} (s_{ew,out} - s_{ew,in})$ Ekserji dengesi: $\dot{E}x_{d,b} = \dot{m}_R (ex_4 - ex_1) + \dot{m}_{ew} (ex_{ew,in} - ex_{ew,out})$ $ex_n = h_n - h_o - T_o(s_n - s_o)$
BSSS			Gerekli kompresör gücü: $\dot{W}_{in} = \dot{W}_E$ Kompresör izentropik verimi: $\eta_{isen} = (h_{2s} - h_1)/(h_2 - h_1)$ Soğutma kapasitesi: $\dot{Q}_L = \dot{m}_{ew} (h_{ew,in} - h_{ew,out})$ Yoğuşturucu ısıl kapasitesi: $\dot{Q}_H = \dot{W}_{in} + \dot{Q}_L$ Soğutucu akışkan kütlesel debisi: $\dot{m}_R = \dot{Q}_L/(h_1 - h_4)$ Enerji verimlilik oranı: $EER_{BSSS} = \dot{Q}_L / \dot{W}_{in}$ Ekserji verimi: $\eta_{isen} = 1 - \dot{E}x_{d,BSSS} / \dot{W}_{in}$ $\dot{E}x_{d,BSSS} = \dot{E}x_{d,k} + \dot{E}x_{d,y} + \dot{E}x_{d,EGV} + \dot{E}x_{d,b}$

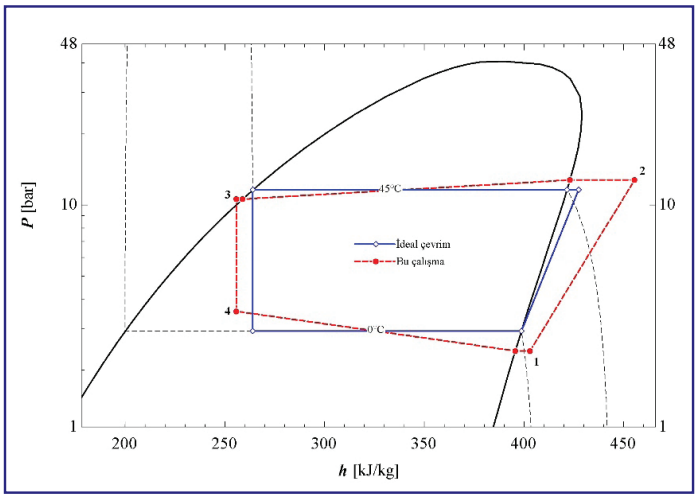
Tablo 3. Deneysel Veriler İle Hesaplanan Parametrelerin Belirsizlik Miktarı

Parametre	Belirsizlik (%)
EER_{BSSS}	6,26
$Ex_{d,\ BSSS}$	7,41

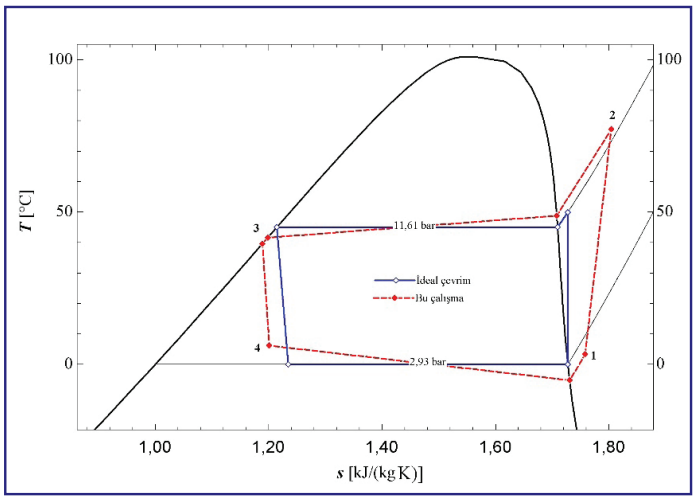
5. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Bu çalışmada, iş akışkanı olarak R134a kullanılan mekanik bir BSSS'nin enerjetik ve ekserjetik yaklaşımlarla termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçların geçerliliğini göstermek için deney düzeneğinin *P-h* ve *T-s* diyagramları, aynı şartlardaki ideal sistemin *P-h* ve *T-s* diyagramları ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırılan diyagramlar, yaklaşık olarak 0 °C buharlaşma ve 45 °C yoğuşma sıcaklıklarında elde edilmiştir. Bu testler sırasında ortam sıcaklığı yaklaşık T_o = 25 ± 0,5 °C olarak ölçülmüştür. Deney düzeneğinden elde edilen diyagramlar ile ideal sistem diyagramları Şekil 2a ve Şekil 2b'de sırasıyla gösterilmiştir. Görüldüğü gibi deney düzeneğinden elde edilen gerçek *P-h* ve *T-s* diyagramları ile aynı şartlardaki ideal sistemin diyagramları uyum içerisindedir. Diğer taraftan, çalışma kapsamında elde edilen gerçek *P-h* ve *T-s* diyagramlarının, literatürde yer alan benzer deneysel çalışmalardaki [14] gerçek diyagramlarla da yaklaşık aynı karakteristikte olduğu görülmüştür. Böylece, deney düzeneğinden elde edilen verilerin geçerliliğinin sağlandığı kanaatine varılmıştır.

Deneyler sırasında evaporatördeki EG su karışımının debisi kontrol edilerek soğutma kapasitesi yaklaşık olarak 10 kW değerinde sabit tutulmuştur.



a) P-h diyagramı



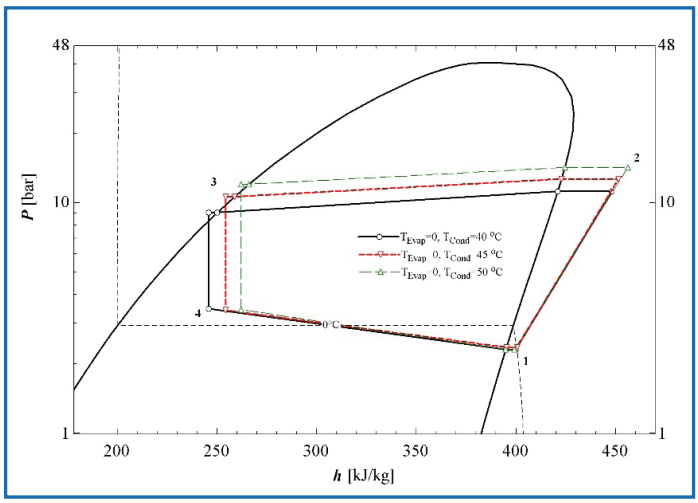
b) T-s diyagramı

Şekil 2. Deney düzeneğinde gerçekleştirilen deneylerden elde edilen P-h ve T-s diyagramları

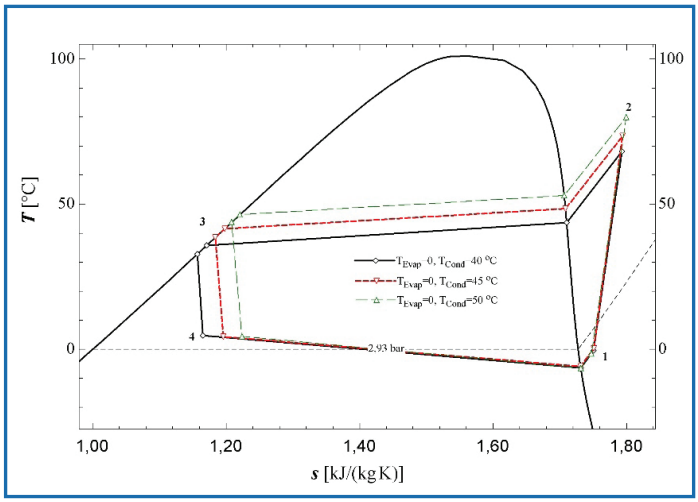
Ayrıca, aşırı kızdırma miktarı, elektronik genleşme vanası yardımıyla yaklaşık 6 °C değerinde sabit tutularak test sonuçlarının benzer çalışma koşulları altında karşılaştırılması sağlanmıştır. Deneysel çalışma verilerinden bir simülasyon elde edilebilmesi için çeşitli girdi parametrelerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu parametrelerin tespiti için, BSSS test düzeneğine ait *P-h* ve *T-s* diyagramları, çeşitli (-5, 0 ve 5 °C) buharlaşma ve (40, 45 ve 50 °C) yoğuşma sıcaklıklarında elde edilmiş ve paylaşılmıştır. Sabit buharlaşma sıcaklığında çeşitli yoğuşma sıcaklıkları için elde edilen bu *P-h* ve *T-s* diyagramları Şekil 3'te, sabit yoğuşma sıcaklığında çeşitli buharlaşma sıcaklıkları için elde edilen *P-h* ve *T-s* diyagramları ise Şekil 4'te verilmiştir. Bu diyagramlar yardımıyla mekanik bir BSSS tasarımı için temel girdi parametrelerinin elde edilmesi mümkündür. Söz konusu bu girdi parametreleri ve yaklaşık sayısal değerlerine ilişkin bilgiler Tablo 4'te sunulmuştur.

Tablo 4. Deneysel Çalışmalar Neticesinde Elde Edilen Başlıca Tasarım Parametreleri

Parametre	Değer
Buharlaşma sıcaklığı (°C)	-5, 0 ve 5
Buharlaştırıcı basınç düşümü (bar)	1
Aşırı kızdırma (°C)	6
Yoğuşma sıcaklığı (°C)	40, 45 ve 50
Yoğuşturucu basınç düşümü (bar)	2
Aşırı soğuma (°C)	3
Kompresör izentropik verimi (%)	70
Ortam sıcaklığı (°C)	25

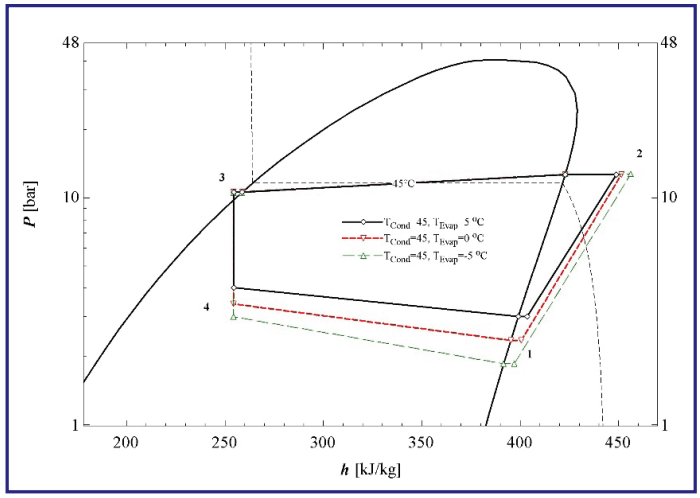


a) P-h diyagramı

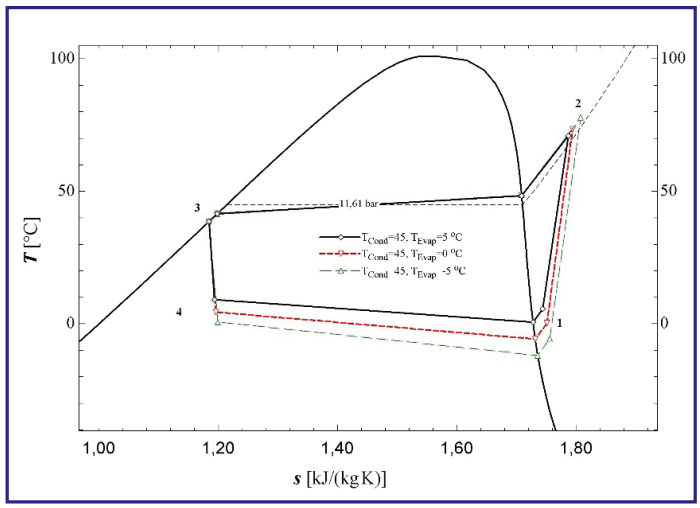


b) T-s diyagramı

Şekil 3. Sabit buharlaşma ve çeşitli yoğuşma sıcaklıkları için P-h ve T-s diyagramları



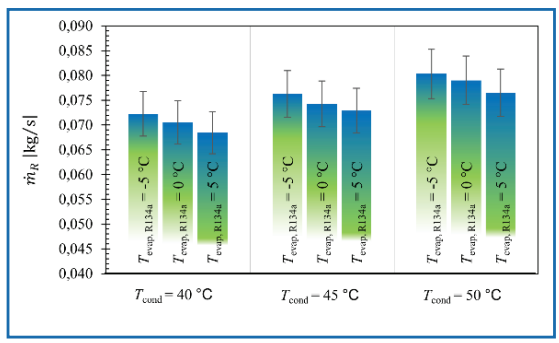
a) P-h diyagramı



b) T-s diyagramı

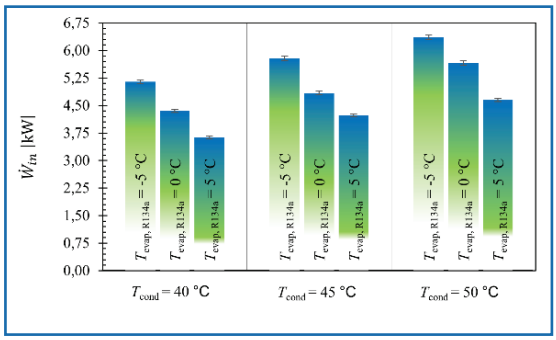
Şekil 4. Sabit yoğuşma ve çeşitli buharlaşma sıcaklıkları için P-h ve T-s diyagramları

Sistemin, enerji ve ekserji yaklaşımlarıyla gerçekleştirilen termodinamik analizleri neticesinde elde edilen eşitlikler deneysel veriler yardımıyla hesaplanmıştır. Hesaplanan soğutucu akışkan kütlesel debisinin, çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına bağlı değişimi Şekil 5'te verilmiştir. Soğutucu akışkan debisinin sabit soğutma kapasitesinde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları ile değişkenlik gösterdiği anlaşılmaktadır. Soğutucu akışkan debisindeki bu değişim, sistemin çalışma şartlarına bağlı olarak elektronik genleşme vanasında meydana gelen açılıp-kapanmalar ile açıklanabilir. Kigali değişikliği sonrası oluşturulan florlu sera gazı içeren soğutucu akışkan kullanımının azaltım takviminde soğutucu akışkan kütlesine bağlı kıstaslar bulunmaktadır. Bu sebeple yeni sistem tasarımlarında veya mevcut sistemlerin adaptasyonlarında bu hususa dikkat edilmelidir.



Şekil 5. Çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için hesaplanan soğutucu akışkan debisi

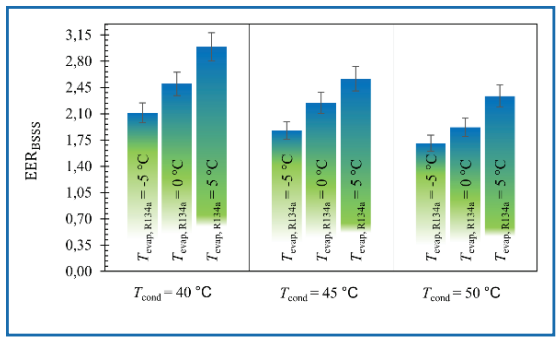
Sistemin performansı üzerinde oldukça etkin bir parametre olan kompresör gücü, bu çalışma kapsamında doğrudan ölçülerek belirlenmiştir. Aynı zamanda, ölçme imkânı bulunmayan durumlar için hesaplama prosedürü Tablo 2'de verilmiştir. Deneyler sonucu yaklaşık 10 kW sabit soğutma kapasitesi için çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında elde edilen gerekli kompresör elektriksel gücü Şekil 6'da verilmiştir. Görüldüğü gibi, kompresör gücü buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarındaki değişimlerden önemli oranda etkilenmektedir. Sabit buharlaşma sıcaklığında yoğuşma sıcaklığının artmasıyla ve sabit yoğuşma sıcaklığında buharlaşma sıcaklığının azalmasıyla gerekli kompresör elektriksel gücünün de arttığı görülmektedir. Bu sebeple, Kigali değişikliği kapsamında seçilen alternatif soğutucu akışkanların, sistem performansını olumsuz etkilememesi için buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının çalışma şartlarına uygun olmasına dikkat edilmelidir.



Şekil 6. Çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için ölçülen kompresör elektriksel gücü

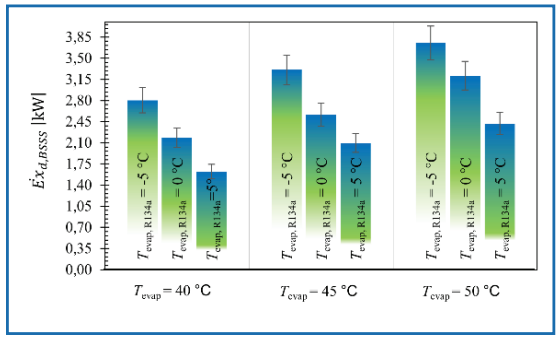
BSSS'nin enerjetik bakımdan performans kriteri olarak kullanılan EER değeri Şekil 7'de verilmiştir. EER değerinde de kompresör gücüne benzer bir davranış görülmektedir. Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarındaki değişimlerin sistem performansında oldukça baskın bir etkiye sahip oldukları burada da anlaşılmaktadır. Bu bağlamda, Kigali değişimine uyum sürecinde mevcut durumda kullanılan yüksek GWP'li soğutucu akışkanların yerine denenecek alternatif soğutucu akışkanların buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının aynı şartlarda benzer seviyelerde olması önemlidir.

Sistemin enerjetik bakımdan analizi yanında ekserjetik bakımdan da analizi yapılmıştır. Ekserjetik analiz sonucunda sistemdeki toplam ekserji kaybı



Şekil 7. Çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için elde edilen EER değeri

belirlenmiş ve Şekil 8'de verilmiştir. Sistemdeki toplam ekserji kaybında da buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının etkisi görülmektedir. Buharlaşma sıcaklığının düşmesi ve yoğuşma sıcaklığının artması ekserji kaybında önemli artışlara sebep olmaktadır. Kigali değişikliği sonrası değerlendirilecek olan alternatif soğutucu akışkanların ekserjetik performansları bakımından da buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına özel olarak dikkat edilmesi gerekliliği not edilmelidir.



Şekil 8. Çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için elde edilen toplam ekserji kaybı

6. GENEL DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada; özellikle soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası uygulamaları alanında faaliyetlerini sürdüren ticari işletmeler ve Ar-Ge merkezlerinin Florlu Sera Gazlarına İlişkin Yönetmelik kapsamındaki değişim sürecinde, test olanağı bulunmayan araştırmacılara deneysel veri sağlanması hedeflenmiştir. Bu doğrultuda, florlu sera gazları grubundaki R134a'nın kullanıldığı mekanik bir BSSS deney tesisatı kurulmuş ve sistem enerji ve ekserji yaklaşımlarıyla termodinamik bakımdan

analiz edilmiştir. Deneysel çalışma olanağı olmayan araştırmacıların sistemi modelleyebilmesi için gerekli girdi parametrelerinin belirlenmesine olanak sağlayacak veriler paylaşılmıştır. Bu girdi parametrelerine karşılık elde edilen enerjetik ve ekserjetik performans parametreleri de hesaplanmış ve paylaşılmıştır. Analizler sonucunda; Kigali değişikliği sonrası hem yeni tasarlanacak sistemler hem de mevcut durumda kullanılmakta olup modifiye edilecek sistemler için tespit edilen bulgular şu şekildedir:

- Kigali değişikliği sonrası sisteme şarj edilen soğutucu akışkan miktarı oldukça önemli hale gelmiştir. Kısıtlama kriterleri sisteme şarj edilen soğutucu akışkan miktarına bağlı olarak ya doğrudan GWP değeri üzerinden ya da eşdeğer CO_2 değeri üzerinden belirlenmektedir. Dolayısıyla, Kigali değişikliği sonrası kurulacak sistemlerde soğutucu akışkan şarj miktarlarının optimum seviyede tutulması gereklidir.
- Mevcut durumda kullanılan ve Kigali değişikliği sonrası kullanımı uygun olmayan sistemlerin soğutucu akışkan miktarında değişiklik yapılarak kullanıma uygun hale getirilebileceği düşünülmektedir. Özellikle geçiş sürecinde, mevcut sistemleri kullanmanın yöntemlerinin aranması florlu sera gazlarının azaltılmasına uyum sürecini kolaylaştırabilir.
- Mevcut durumda kullanımı kısıtlanan soğutucu akışkanların yerine alternatif seçilirken sistem performansının olumsuz etkilenmemesi için aynı çalışma koşullarında benzer buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına sahip soğutucu akışkanların seçilmesi önemlidir.
- Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının sistem performansı üzerinde önemli bir etkisi vardır. Buna göre; sabit 0 °C buharlaşma sıcaklığında yoğuşma sıcaklığının artmasıyla kompresör gücünde %30 ve toplam ekserji kaybında %48'e varan artış, EER değerinde ise %23'e varan azalış tespit edilmiştir. Benzer şekilde, 45 °C sabit yoğuşma sıcaklığında buharlaşma sıcaklığının düşmesiyle kompresör gücünde %36 ve toplam ekserji kaybında %54'e kadar artış, EER değerinde ise %27'ye varan azalış saptanmıştır.

Neticede, çalışma sonucunda paylaşılan deneysel veriler ve çıkarımların, küresel yönelimlerin etkisiyle florlu sera gazlarının kontrol altında tutulmasına yönelik olarak planlanan değişim sürecinde soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası uygulamaları alanında faaliyetlerini sürdüren araştırmacıların çalışmalarına katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

KISALTMALAR

Ar-Ge : Araştırma - Geliştirme
BM : Birleşmiş Milletler
BSSS : Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sistemi
EER : Enerji verimlilik oranı
EG : Etilen Glikol
EGV : Elektronik Genleşme Vanası
ex : Özgül ekserji [kJ/kg]
h : Özgel entalpi [kJ/kg]
HFC : Hidroflorokarbon
GWP : Küresel Isınma Potansiyeli
m : Kütle [kg]
NTC : Negative Temperature Coefficient
P : Basınç [bar]
PLC : Programlanabilir mantıksal denetleyici
PPT : Piezoresistive Pressure Transmitters
Q : Isı geçişi [kJ]
R : Hesaplanan büyüklük
RTD : Resistance Temperature Detector
s : Özgül entropi [kJ/(kg K)]
T : Sıcaklık [°C]
u : Belirsizlik
UNEP : Birleşmiş Milletler Çevre Programı
W : İş [kJ]
x : Bağımsız değişken

Semboller

η: : Verim

Alt indisler

b : Buharlaştırıcı
cond : Yoğuşma
d : Kayıp
E : Elektriksel
evap : Buharlaşma
ew : Etilen glikollü su
H : Isı atılan ortam
in : Giriş
isen : İzentropik
k : Kompresör
L : Isı çekilen ortam
n : Herhangi bir durum
out : Çıkış
R : Soğutucu akışkan
s : Sabit entropi prosesi
ü : Üretim
w : Su
y : Yoğuşturucu
0 : Ölü hal

Üst indisler

· : Birim zaman başına

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın hazırlanmasında yazarları, ’1001 - Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projelerini Destekleme Programı’ kapsamındaki 119M074 numaralı proje ile destekleyen TÜBİTAK’a ve deney tesisatının kurulması ve deneylerin yürütülmesindeki katkılarından dolayı Üntes Isıtma Klima Soğutma Sanayi ve Ticaret A.Ş.’ye teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

[1] Global Environmental Change Report GCRP. A Brief Analysis Kyoto Protocol, vol. IX, p. 24, 1997.

[2] Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 Relating to Emissions from Air-Conditioning Systems in Motor Vehicles and Amending. Council Directive 70/156/EEC. Official Journal of the European Union, 2006.

[3] Regulation (EU) No: 517/2014 of the European Parliament and the Council of 16 April 2014 on Fluorinated Greenhouse Gases and Repealing Regulation (EC) No: 842/2006. Official Journal of the European Union, 2014.

[4] Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı, İklim Değişikliği Başkanlığı, Erişim: 1 Nisan 2023, https://iklim.gov.tr.

[5] Mota-Babiloni, A., Barbosa, J. R., Makhnatch, P., Lozano, J. A., Assessment of the Utilization of Equivalent Warming Impact Metrics in Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pump Systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 129:109929, 2020.

[6] United Nations Environment Programme (UNEP). Twenty-Eighth Meeting of the Parties to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. Decision XXVIII/ Further Amendment of the Montreal Protocol 2016:1-9.

[7] Florlu Sera Gazlarına İlişkin Yönetmelik. (2022, 29 Haziran). Resmî Gazete (Sayı: 31881). Erişim adresi: https://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2022/06/20220629-1.htm.

[8] Bolaji, B. O., Huan, Z., Performance Investigation of Some Hydro-Fluorocarbon Refrigerants with Low Global Warming as Substitutes to R134a in Refrigeration Systems, Journal of Engineering Thermophysics, 23, 148-157, 2014.

[9] Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), 5th Assessment Report (AR5): Chapter 8, Erişim: 3 Nisan 2023, https://www.ipcc.ch.

[10] Pabona, J. J. G., Khosravi, A., Belman-Flores, J. M., Machado, L., Revelline, L. Applications of Refrigerant R1234yf in Heating, Air Conditioning and Refrigeration Systems: A Decade of Researches, International Journal of Refrigeration, 118, 104-113, 2020.

[11] Makhnatch, P., Mota-Babiloni, A., Knodabandeh, R., Experimental Study of R450A Drop-In Performance in an R134a Small Capacity Refrigeration Unit, International Journal of Refrigeration, 84, 26-35, 2017.

[12] Sun, J., Li, W., Cui, B., Energy and Exergy Analyses of R513a as a R134a Drop-In Replacement in a Vapor Compression Refrigeration System, International Journal of Refrigeration, 112, 348-356, 2020.

[13] Dincer, I., Refrigeration Systems and Applications, Wiley, New Jersey, 2017.

[14] Morales-Fuentes, A., Ramirez-Hernandez, H. G., Mendez-Diaz, S., Martinez-Martinez, S., Sanchez-Cruz, F. A., Silva-Romero, J. C., Garcia-Lara, H. D., Experimental Study on the Operating Characteristics of a Display Refrigerator Phasing out R134a to R1234yf, International Journal of Refrigeration, 130, 317-329, 2021.