



## Thermodynamic analysis of usage of R134a, R1234yf, R450A, R513A, and R515B in the mechanical vapor compression refrigeration system

Kemal Bilen<sup>1\*</sup>, Bilal Işık<sup>1</sup>, Kayhan Dağdır<sup>2</sup>, Erol Arcaklıoğlu<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Natural Sciences, Ankara Yıldırım Beyazıt University, 06010, Etlik, Keçiören, Ankara, Türkiye

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Tarsus University, 33400, Mersin, Türkiye

### Highlights:

- R134a and its alternatives R1234yf, R450A, R513A, and R515B were thermodynamically compared.
- Analyses were performed for constant cooling capacity at various evaporation and condensation temperatures.
- The closest alternative refrigerant to R134a in terms of performance parameters is R450A followed by R515B.

### Keywords:

- R134a
- Global warming potential
- Alternative refrigerants
- Refrigeration system
- Thermodynamic analysis

### Article Info:

Research Article

Received: 14.11.2022

Accepted: 14.02.2023

### DOI:

10.17341/gazimmfd.1203826

### Correspondence:

Author: Kemal Bilen

e-mail:

kemal.bilen@aybu.edu.tr

phone: +90 532 608 90 92

### Graphical/Tabular Abstract

In this study, the effects of the refrigerant type on the compressor power, heat rejection rate from the condenser, COP, second law efficiency, and mass flow rate of the refrigerant were determined in the VCRC. As a result, compressor power increased by 5.62% for R1234yf, 2.35% for R450A, 3.41% for R513A, and 2.88% for R515B compared to R134a. Thus, it was observed that COP decreased by 5.32% for R1234yf, 2.30% for R450A, 3.30% for R513A, and 2.80% for R515B compared to R134a. These COP values of the system were given in Figure A.

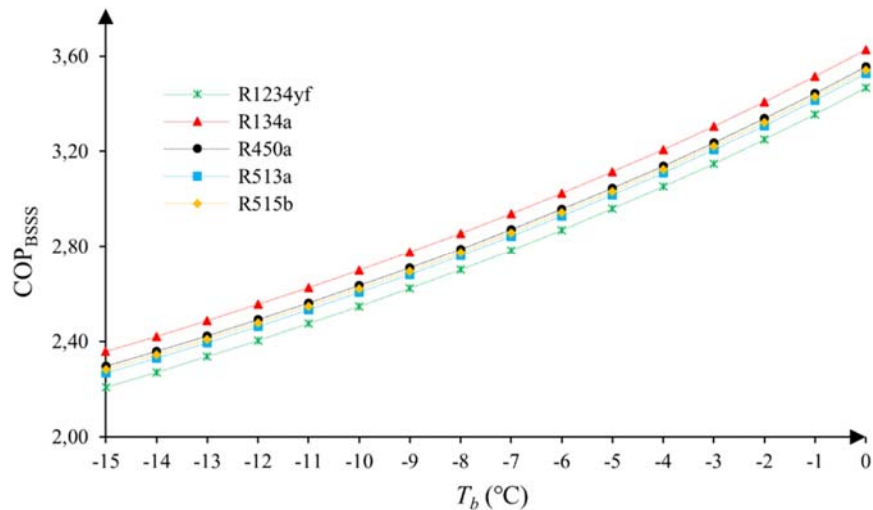


Figure A. Variation of COP values with evaporation temperature ( $\dot{Q}_b = 12,5$  kW and  $T_c = 45$  °C)

**Purpose:** In this study, it is aimed that the usage of R134a and its alternatives R1234yf, R450A, R513A, and R515B refrigerants are examined with the help of a theoretical model developed in the EES program using experimental data in terms of the first and second laws of thermodynamics in a mechanical vapor compression refrigeration system.

**Theory and Methods:** In the study, the effects of the refrigerant type on the compressor power, heat rejection rate from the condenser, COP, second law efficiency, and mass flow rate of the refrigerant were determined using the theoretical model verified with the experimental data.

**Results:** As a result, compressor power increased by 5.62% for R1234yf, 2.35% for R450A, 3.41% for R513A, and 2.88% for R515B compared to R134a. Thus, it was observed that COP decreased by 5.32% for R1234yf, 2.30% for R450A, 3.30% for R513A, and 2.80% for R515B compared to R134a. Similarly, it was observed that the second law efficiency decreased by 5.32% in case of the usage of R1234yf, 2.30% in case of the usage of R450A, 3.29% in case of the usage of R513A, and 2.80% in case of the usage of R515B compared to R134a. Hence, it has been determined that the closest refrigerant to R134a in terms of the COP and the second law efficiency is R450A.

**Conclusion:** In conclusion, it has been determined that the closest alternative refrigerant to R134a in terms of performance parameters is R450A, followed by R515B. In future studies, it is recommended to investigate whether these two refrigerants can be used directly instead of R134a in existing systems using R134a. It is also beneficial to conduct research on the usage of these refrigerants for new refrigeration systems.



## Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde R134a, R1234yf, R450A, R513A ve R515B kullanımının termodinamik analizi

Kemal Bilen<sup>1\*</sup>, Bilal Işık<sup>1</sup>, Kayhan Dağdır<sup>2</sup>, Erol Arcaklıoğlu<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 06010, Etlık-Keçiören, Ankara, Türkiye

<sup>2</sup>Tarsus Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 33400, Tarsus, Mersin, Türkiye

### ÖNEÇİKANLAR

- R134a ve alternatifleri R1234yf, R450A, R513A ve R515B termodinamik bakımdan karşılaştırılmıştır.
- Analizler, sabit soğutma kapasitesi ve çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir.
- Sistem performans parametreleri bakımından R134a'ya en yakın alternatif soğutucu akışkan R450A'dır ve onu R515B takip etmektedir.

### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 14.11.2022

Kabul: 14.02.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1203826

### Anahtar Kelimeler:

R134a,  
küresel ısınma potansiyeli,  
alternatif soğutucu  
akışkanlar,  
soğutma sistemi,  
termodinamik analiz

### ÖZ

Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemlerinde (BSSS'lerde) iş akışkanı olarak kullanılan R134a, küresel ısınmaya karşı alınan tedbirler kapsamında kullanımına son verilmesi planlanan soğutucu akışkanlardır. Bu nedenle araştırmacılar, R134a'nın alternatiflerini geliştirmeye yönelmişlerdir. Bu kapsamda bu çalışmada; deneysel veriler yardımıyla mühendislik denklem çözücü (EES) programında geliştirilen teorik bir model aracılığıyla mekanik bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde R134a ve alternatifleri R1234yf, R450A, R513A ve R515B soğutucu akışkanlarının kullanımları, Termodinamiğin I. ve II. yasaları bakımından teorik olarak incelenmiştir. Analizler, sabit soğutma yükü için çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda; soğutucu akışkan türünün, kompresör gücüne, yoğuşturucudan birim zamandaki ısı geçiş miktarına, soğutma tesir katsayısına (COP'ye), ikinci yasa verimine ve soğutucu akışkanın kütleli debisine etkisi tespit edilmiştir. Çalışmada, R134a ve alternatiflerine ilişkin aynı şartlarda elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak; kompresör gücünün R134a'ya göre, R1234yf'de %5,62, R450A'da %2,35, R513A'da %3,41, R515B'de ise %2,88 oranında arttığı tespit edilmiştir. Böylece, R134a yerine R1234yf, R450A, R513A ve R515B kullanıldığında, COP'de sırasıyla %5,32, %2,30, %3,30 ve %2,80 oranlarında azalma olduğu görülmüştür. Benzer şekilde, R1234yf, R450A, R513A ve R515B'nin kullanılmasıyla ikinci yasa veriminde R134a'ya kıyasla sırasıyla, %5,32, %2,30, %3,29 ve %2,80 bir azalma tespit edilmiştir. Böylece, hem COP hem de ikinci yasa verimi bakımından R134a'ya en yakın soğutucu akışkanın R450A olduğu belirlenmiştir.

## Thermodynamic analysis of usage of R134a, R1234yf, R450A, R513A, and R515B in the mechanical vapor compression refrigeration system

### HIGHLIGHTS

- R134a and its alternatives R1234yf, R450A, R513A, and R515B were thermodynamically compared.
- Analyses were performed for constant cooling capacity at various evaporation and condensation temperatures.
- The closest alternative refrigerant to R134a in terms of performance parameters is R450A followed by R515B.

### Article Info

Research Article

Received: 14.11.2022

Accepted: 14.02.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1203826

### Keywords:

R134a,  
global warming potential,  
alternative refrigerants,  
refrigeration system,  
thermodynamic analyses

### ABSTRACT

R134a, which is used as a working fluid in Vapor Compression Refrigeration Systems (VCRS), is one of the refrigerants that is planned to be discontinued the usage due to the global warming. For this reason, researchers have tended to developing alternatives to R134a. In this context, in this study, the usage of R134a and its alternatives R1234yf, R450A, R513A, and R515B refrigerants were theoretically examined with the help of a theoretical model developed in the Engineering Equation Solver (EES) program using experimental data in terms of first and second laws of thermodynamics in a mechanical vapor compression refrigeration system. Analyses were performed for constant cooling capacity at various evaporation and condensation temperatures. In this study, the effects of the refrigerant type on the compressor power, heat rejection rate from the condenser, Coefficient of Performance (COP), second law efficiency, and mass flow rate of the refrigerant were determined. In addition, the results obtained under the same conditions for R134a and its alternatives were compared. As a result, compressor power increased by 5.62% for R1234yf, 2.35% for R450A, 3.41% for R513A, and 2.88% for R515B compared to R134a. Thus, it was observed that COP decreased by 5.32% for R1234yf, 2.30% for R450A, 3.30% for R513A, and 2.80% for R515B compared to R134a. Similarly, it was observed that the second law efficiency decreased by 5.32% in case of the usage of R1234yf, 2.30% in case of the usage of R450A, 3.29% in case of the usage of R513A, and 2.80% in case of the usage of R515B compared to R134a. Hence, it has been determined that the closest refrigerant to R134a in terms of the COP and the second law efficiency is R450A.

\*Sorumlu Yazar/Yazarlar / Corresponding Author/Authors : \*kemal.bilen@aybu.edu.tr, isik.bilal@outlook.com, kayhandagidir@tarsus.edu.tr, arcakli@aybu.edu.tr / Tel: +90 532 608 9092

## 1. Giriş (Introduction)

Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde (BSSS'de) iş akışkanı olarak kullanılan soğutucu akışkanlar, iklim değişikliği müzakereleri çerçevesinde, Birleşmiş Milletler (BM) öncülüğünde çok sayıda ülkenin desteğiyle çeşitli dönemlerde alınan kararlardan etkilenmişlerdir. İlk kez 1976 yılında Birleşmiş Milletler Çevre Programı (UNEP) kapsamında ozon tabakasının tahribatı gündeme gelmiştir. Böylece, ozon tabakasının korunması için 1985'te Viyana Sözleşmesi kabul edilerek ozon tabakası sistematik olarak gözlemlenmiş ve Kloroflorokarbonlar (CFC'ler) ve Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC'ler) gibi ozon tabakasını tahrip eden maddelerin üretimi izlenmiştir. Bu sözleşmenin ardından, ozon tabakasını tahrip eden maddelerin kullanımının ve üretiminin kontrol altına alınması için başlatılan çalışmalar sonucunda, 1987'de Montreal Protokolü kabul edilmiştir. Montreal Protokolü marifetiyle yüksek ozon tahribatı potansiyeline (ODP'ye) sahip CFC ve HCFC grubunda yer alan soğutucu akışkanların kullanımı bir takvime bağlı olarak kısıtlanmıştır. Ardından, ODP değerlerinin sıfır olmasından dolayı kullanılmaya başlanan Hidroflorokarbonların (HFC'lerin) ise küresel ısınmaya yol açtıkları anlaşılmıştır. Yüksek küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerleri nedeniyle bu soğutucu akışkanlar da 1997 yılında imzalanan Kyoto Protokolü ile kısıtlamaya tabi tutulmuştur [1]. Kyoto Protokolünün ardından çıkarılan direktiflerle soğutucu akışkanlara yönelik kısıtlamalar da belirlenmiştir. Böylece, ilk olarak 2006/40/EC [2] direktifi yayınlanmış, ardından, 2014 yılında bu direktif genişletilerek Florlu Sera Gazlarına İlişkin Yönetmelik (F-gaz yönetmeliği) Avrupa Birliği (AB) No: 517/20 direktifi yayınlanmıştır [3]. Bu protokol ve direktiflerin bir sonucu olarak, soğutucu akışkanlar belli dönemlerde çeşitli değişimlere uğramıştır.

Soğutucu akışkanlarda meydana gelen değişimlerden doğrudan BSSS'ler de etkilenmektedir. Bu çalışmada, BSSS'lerde iş akışkanı olarak yaygın şekilde kullanılan ve yüksek GWP değerinden dolayı Kyoto Protokolü ile kullanımına kademeli olarak son verilmesi planlanan R134a soğutucu akışkanı esas alınmıştır. Dünya genelinde birçok ülkenin taraf olduğu protokoller çerçevesinde, soğutucu akışkanların kullanım alanlarına bağlı olarak GWP değerleri için bir üst sınır belirlenmiştir. Dünya Meteoroloji Örgütü (WMO) tarafından R134a'nın 100 yıllık GWP değeri 2014 yılında 1360 [4] olarak hesaplanmış olup literatürde yaygın olarak 1430 değeri kabul görmektedir. R134a'nın GWP değerinin, direktiflerle belirlenen değerlerden büyük olması, bazı soğutma cihazlarında kullanılmayacağı anlamına gelmektedir. Bu nedenle, ilgili soğutma cihazlarında R134a'nın yerini alabilecek, GWP değeri düşük alternatif soğutucu akışkanlara ihtiyaç doğmuştur. R134a, soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılmakta olduğu için, alternatiflerine yönelik çalışmalar hızla başlatılmıştır. 2010'lu yılların başlarından itibaren GWP değeri düşük alternatif soğutucu akışkan araştırma çalışmaları başlamış ve artarak devam etmiştir [5]. Düşük GWP değerine sahip R1234yf soğutucu akışkanı, taşıt klima sistemlerinden [6] ejektörlü klasik soğutma sistemlerine [7] kadar geniş bir yelpazede R134a'ya alternatif olarak gösterilen soğutucu akışkanlardan biridir. Ayrıca, çeşitli soğutucu akışkanların karışımından oluşan R450A, R513A ve R515B soğutucu akışkanları, R134a'ya alternatif olarak değerlendirilmektedir.

Literatürde, R134a ve alternatiflerine ilişkin bazı çalışmalar yer almaktadır. Buna göre; Makhnatch vd. [8] yaptıkları deneysel bir çalışmada, küçük kapasiteli bir soğutma sisteminde R134a ile R450A soğutucu akışkanlarını karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda; R134a'ya göre R450A'nın, sistemin soğutma kapasitesinde ve COP değerinde düşüşe sebep olduğu tespit edilmiştir. Sun vd. [9] tarafından yapılan teorik bir çalışmada; iki kademeli BSSS'de, R134a ile R513A

soğutucu akışkanları karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda, her iki soğutucu akışkanın da aynı buharlaşma ve aynı yoğunlaşma sıcaklıklarında benzer davranışlar sergilediği belirtilmiştir. Yang vd. [10] tarafından gerçekleştirilen deneysel bir çalışmada, ev tipi bir soğutma cihazında R134a yerine R513A soğutucu akışkanının performansı araştırılmıştır. Aynı koşullar altında enerji tüketimi ve soğutma kapasitesi incelenmiş ve R513A'nın R134a'ya yakın bir performans gösterdiği tespit edilmiştir. Sieres ve Santos [11] ise küçük kapasiteli bir BSSS'de R134a'nın yerine R1234yf'nin performansını deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmada; buharlaşma sıcaklıkları -5°C ve +5°C, yoğunlaşma sıcaklıkları ise 45°C, 50°C ve 55°C olarak dikkate alınmıştır. Deneyler sonucunda; iki soğutucu akışkan için de sistemin soğutma kapasitesi ve COP değeri karşılaştırılmış, R1234yf'nin kullanıldığı sistemin COP ve soğutma kapasitesi açısından R134a'ya yakın bir performansa sahip olduğu belirtilmiştir. Devocioğlu ve Oruç [12], R450A, R513A, R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarını R134a'ya alternatif olarak araştırmışlardır. Sonuç olarak, bu soğutucu akışkanların R134a için alternatif olabilecekleri vurgulanmıştır. Mateu-Royo vd. [13] tarafından yapılan teorik bir çalışmada; ısı pompalarında R134a yerine R1234ze(E) ve R515B soğutucu akışkanları, sistem performansı ve çevresel etkiler bakımından araştırılmıştır. Araştırmacılar, R1234ze(E) ve R515B soğutucu akışkanlarının ısıtma kapasitelerinin R134a'dan yaklaşık %25 daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Yıldırım [14] teorik çalışmada, bir ısı pompasında R134a yerine R450A kullanımını araştırmıştır. Araştırma sonucunda, sistemin COP değerinin her iki soğutucu akışkan için de birbirlerine yakın olduğu tespit edilmiştir. Makhnatch vd. [15] tarafından yapılan deneysel bir çalışmada; R450A ve R513A soğutucu akışkanları, çeşitli buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarında R134a soğutucu akışkanıyla karşılaştırılmıştır. Sonuçta, R450A soğutucu akışkanının performansının, R513A ve R134a'ya göre daha düşük olduğu belirtilmiştir. Görüldüğü gibi literatürde, R134a'nın alternatifleri arasında saf soğutucu akışkan olarak R1234yf, çeşitli akışkanların birleşiminden oluşan karışım soğutucu akışkanlar olarak ise R450A, R513A ve R515B öne çıkmaktadır. Ancak bu soğutucu akışkanların tümünün birlikte ele alındığı bir çalışmaya literatürde rastlanmamıştır. Bu çalışmanın amacı; R134a kullanılan deney düzeniğinden elde edilen veriler yardımıyla oluşturulan teorik model aracılığıyla R134a ve en güçlü alternatiflerinden dört tanesinin karşılaştırılmasıdır. Literatürdeki çalışmalarda ayrı ayrı ele alınan ve çoğunlukla aynı çalışma şartlarında karşılaştırılma imkânı bulunmayan bu alternatif soğutucu akışkanlar, bu çalışmada aynı koşullar altında mukayese edilerek bu konudaki önemli bir eksikğin giderildiği düşünülmektedir. Bu çalışma kapsamında, incelenen soğutucu akışkanların aynı koşullardaki davranışları Termodinamiğin I. ve II. yasaları bakımından ele alınmıştır. Bu makaleye temel teşkil eden ön çalışma [16], 23. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi'nde sunulmuştur.

## 2. Teorik Model ve Doğrulama (Theoretical Model and Validation)

Bu çalışmada; mühendislik denklem çözücü (EES) programında, Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimine (BSSÇ'ye) göre çalışan bir soğutma sisteminden elde edilen deneysel veriler yardımıyla bir model geliştirilmiştir. Geliştirilen bu teorik model sayesinde; R1234yf, R450A, R513A ve R515B alternatif soğutucu akışkanları, 12,5 kW soğutma kapasitesi için -15°C ila 0°C buharlaşma ve 30°C ila 45°C yoğunlaşma sıcaklıklarında Termodinamiğin I. ve II. yasaları bakımından R134a akışkanı ile ayrı ayrı mukayese edilmiştir. Bu alternatif soğutucu akışkanların tercih edilmesinde; akışkanların bileşimi, bileşenlerin kütesel (karışım) oranları, mol kütlesi, kritik sıcaklığı, kritik basıncı, 1 atm basınçtaki kaynama sıcaklığı ve ASHRAE güvenlik sınıfı gibi bazı önemli özellikleri etkili olmuştur. Bu özellikler Tablo 1'de yer almaktadır. Tablo 1'de görüldüğü üzere;

**Tablo 1.** R134a ve alternatifleri akışkanların bazı önemli özellikleri  
(Some important properties of R134a and alternative refrigerants) [17-19]

	R134a	R1234yf	R450A	R513A	R515B
Tür	Saf	Saf	Zetotropik karışım (%42R134a+%58R1234ze(E))	Azeotropik karışım (%44R134a+%56R1234yf)	Azeotropik karışım (%8,9R227ea+%91,1R1234ze(E))
Mol kütlesi (g/mol)	102	114,04	108,67	108,4	117,48
Kritik sıcaklık (°C)	101,06	94,7	104,4	96,5	108,7
Kritik basınç (bar)	40,59	33,82	38,2	37,7	35,8
Kaynama sıcaklığı (°C), (1 atm'de)	-26,3	-29,4	-23,1	-29,2	-18,9
ODP	0	0	0	0	0
GWP <sub>100</sub>	1300	4	547	573	293
Güvenlik sınıfı	A1	A2L	A1	A1	A1

bu alternatif soğutucu akışkanların mol kütlesi, kritik sıcaklığı, kritik basıncı ve 1 atm basınçtaki kaynama sıcaklığı, R134a'ya yakındır. Bununla birlikte, bu akışkanların GWP değerlerinin R134a'dan oldukça düşük olması, alternatif olarak seçilmelerinde esas rolü oynamıştır. Bu soğutucu akışkanların buharlaşma ve yoğunmadaki gizli ısıları da tercih edilmelerinde bir başka önemli parametredir. İncelenen bu alternatif soğutucu akışkanların ve R134a'nın *P-h* ve *T-s* diyagramları Şekil 1a ve Şekil 1b'de verilmiştir. İncelenen alternatif soğutucu akışkanların aynı şartlar altındaki buharlaşma ve yoğunmadaki gizli ısılarının, R134a'ya yakın olduğu Şekil 1a'da görülmektedir.

Çalışma kapsamında incelenen soğutucu akışkanların kimyasal yapıları Şekil 2'de görülmektedir. Bu çalışmada incelenen alternatif soğutucu akışkanlar güvenlik, çevresel etkiler ve verimlilik bakımından değerlendirilerek seçilmişlerdir. Kimyasal yapıdaki hidrojen (H<sub>2</sub>) miktarı arttıkça yanıcılık artmaktadır. Bu alternatiflerin yanıcılıkları, Tablo 1'de verildiği gibi A1 ve A2L gibi yanıcılık bakımından güvenli olan seviyelerdedir. Bu çalışmaya, R134a'nın R600a gibi bazı alternatifleri, yüksek yanıcılıklarından dolayı dâhil edilmemiştir. Diğer taraftan, akışkanların kimyasal yapılarındaki flor (F) atomu sayısının artması ise GWP değerini artırmaktadır. Bu çalışma kapsamında dikkate alınan alternatif soğutucu akışkanların seçiminde GWP değeri en önemli etkenlerden biridir. GWP değeri 150'den küçük olan R1234yf uzun vadede, 150 ila 750 arasında olan soğutucu akışkanlar ise geçiş dönemi için alternatif olarak belirlenmişlerdir.

### 2.1. Deneysel Düzenek (Experimental Setup)

Bu çalışma kapsamında geliştirilen modelin doğrulanmasında yararlanılan deney düzenek, soğutucu akışkan çevrimini içeren soğutma devresi ve soğutma devresinin sağlıklı çalışması için kurgulanmış olan iki adet yardımcı su devresinden oluşmaktadır. Deney düzenekinin iş akışkanı olan R134a ile uyumlu yarı-hermetik pistonlu tip bir kompresör kullanılmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı olarak plakalı birer ısı değiştiricisi, genişleme vanası olarak ise elektronik bir vana kullanılmıştır. Sistemde ayrıca bir akış kesme vanası, bir filtre-kurutucu ve bir gözetleme camı yer almaktadır. Deney düzenekinin istenilen şartlarda çalıştırılabilmesi için, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı için yardımcı su devreleri kullanılmıştır. Buharlaştırıcı devresinde, yoğunlaştırıcı devresinde ısınan suyun ısısından yararlanabilmek için bir ısı geri kazanım eşanjörü yer almaktadır. Bu eşanjör sayesinde buharlaştırıcı besleme tankı sıcaklığı sabit tutulabilmektedir. Benzer şekilde, yoğunlaştırıcı devresinde, yoğunlaştırıcı besleme tankının sabit sıcaklıkta tutulabilmesi için bir adet ısı pompası (chiller) kullanılmıştır. Söz konusu deney düzenekine ait fotoğraflar Şekil 3a'da, düzenek şematik görünümü ise Şekil 3b'de verilmiştir. Şekil 3a ve Şekil 3b'de yer alan numaraların temsil ettiği elemanlar ise Tablo 2'de gösterilmiştir. Ayrıca, deneysel çalışmalarda kullanılan ölçüm cihazları ve teknik özellikleri Tablo 3'te verilmiştir.

R134a soğutucu akışkanı ile yapılan deneylerde kompresörün izentropik verimi %70 olup, yoğunlaştırıcı çıkışındaki aşırı soğutma 3°C'da, buharlaştırıcı çıkışındaki aşırı kızdırma 5°C'da ve soğutucu akışkan şarj miktarı 775 g'da sabit tutulmuştur. Deneysel verilerin ve teorik modelin geçerliliği için; 0°C buharlaşma ve 45°C yoğunlaşma sıcaklığında gerçekleştirilen deneylerin sonuçları, aynı şartlardaki ideal çevrimin ve teorik modelin sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, Şekil 4a ve Şekil 4b'de görülmektedir. Görüldüğü gibi hem ideal çevrim hem de teorik model, deneysel verilerle uyum içerisindedir. Bu uyumun, deneylerin ve teorik modelin geçerliliği için önemli bir göstere olduğu değerlendirilmektedir.

### 2.2. Teorik Model ve Termodinamik Bağlantılar (Theoretical Model and Thermodynamic Relations)

Bu çalışmada, soğutma sisteminin EES programında modellenmesinde ve termodinamik parametrelerin hesaplanmasında literatürde yer alan benzer çalışmalar [20-24] göz önüne alınarak aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Soğutma sisteminin, sürekli akışlı kararlı hal şartlarında çalıştığı kabul edilir.
- Kompresör, boru hatları, genişleme vanası gibi elemanlar ile çevre arasında herhangi bir ısı geçişi olmadığı kabul edilir.
- Doğrulama amacıyla kullanılan deneysel sonuçlar göz önüne alınarak, kompresör izentropik veriminin tüm soğutucu akışkanlar için %70 olduğu kabul edilir.
- Sistemin çalışma koşullarında, genişleme vanası haricindeki elemanlarda, iş akışkanının herhangi bir basınç düşümüne maruz kalmadığı kabul edilir.
- Doğrulama amacıyla kullanılan deneysel sonuçlar göz önüne alınarak buharlaştırıcıdaki aşırı kızdırma ve yoğunlaştırıcıdaki aşırı soğutma değerleri sırasıyla 5°C ve 3°C olarak sabit kabul edilir.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilebilir düzeyde oldukları kabul edilir.
- Sistemin herhangi bir bileşeninde ısı üretimi olmadığı kabul edilir.
- Çevrim boyunca iş akışkanı akışının düzgün dağılımlı hız ve sıcaklık dağılımlarına sahip olduğu kabul edilir.
- Çevre sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 20°C ve 1 atm olarak alınmıştır.

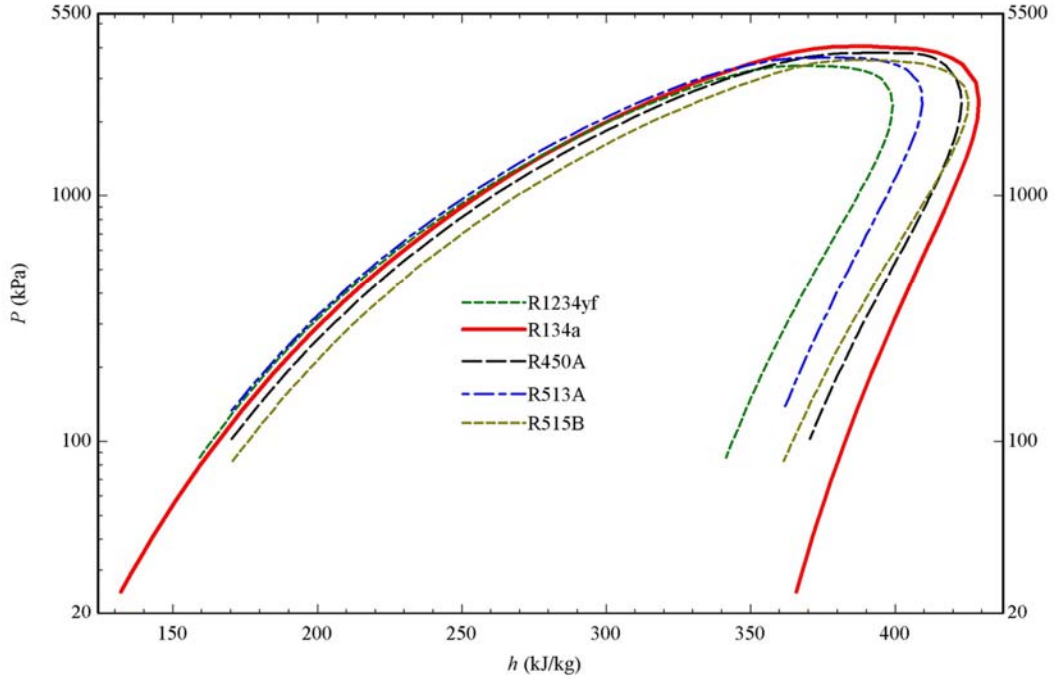
Buna göre, kompresör gücü ve kompresörün izentropik verimi Eş. 1 ve Eş. 2'deki gibi hesaplanır.

$$\dot{W}_{net,g} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (1)$$

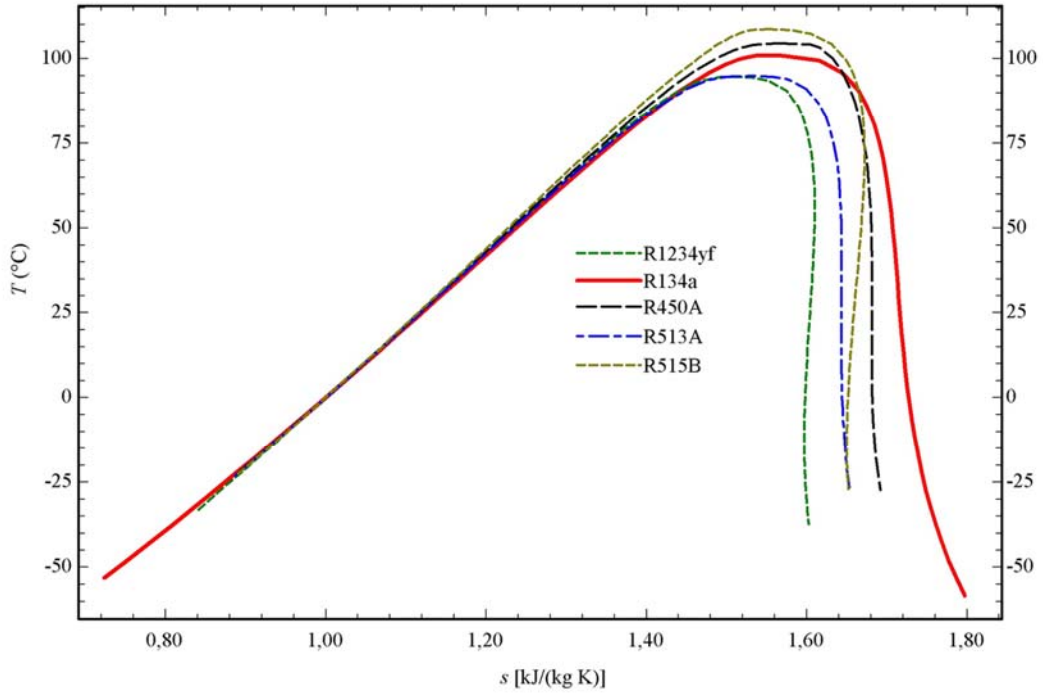
$$\eta_{izen} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

Buharlaştırıcıdaki ve yoğunlaştırıcıdaki ısı geçişleri sırasıyla Eş. 3 ve Eş. 4'deki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (3)$$



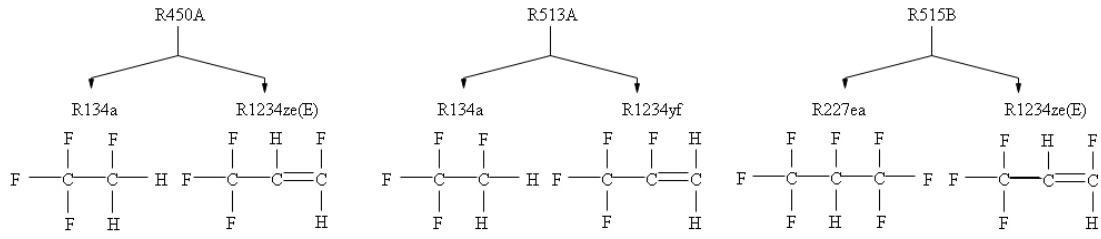
a)  $P$ - $h$  diyagramı ( $P$ - $h$  diagram).



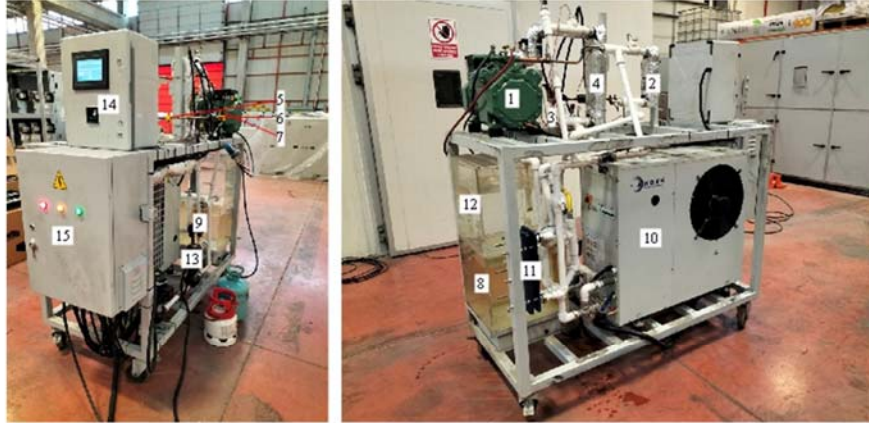
b)  $T$ - $s$  diyagramı ( $T$ - $s$  diagram).

Şekil 1. İncelenen soğutucu akışkanların  $P$ - $h$  ve  $T$ - $s$  diyagramları ( $P$ - $h$  and  $T$ - $s$  diagrams of the refrigerants which were examined)

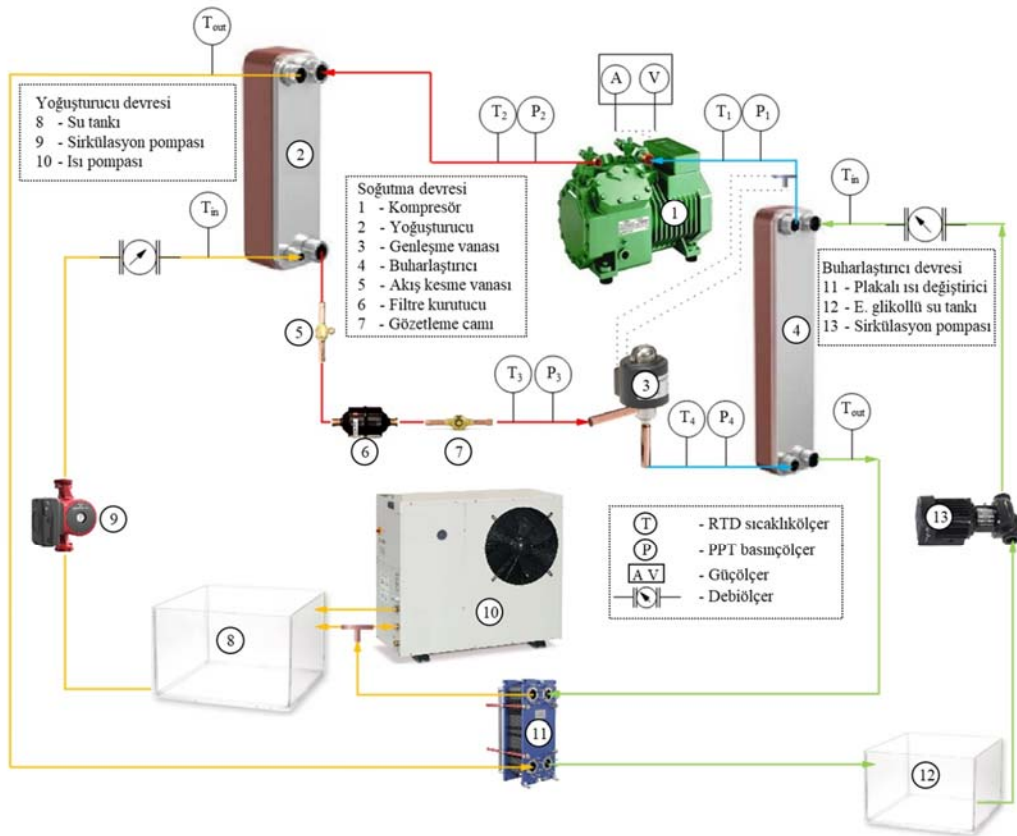




Şekil 2. R450A, R513A ve R515B alternatif soğutucu akışkanların bileşenlerinin kimyasal yapıları  
(Chemical structures of ingredients of R450A, R513A, and R515B alternative refrigerants)



a) Denei düzeneğinin fotoğrafı (Photographs of the experimental setup).



b) Denei düzeneğinin şematik görünümü (Schematic representation of the experimental setup).

Şekil 3. Denei düzeneğinin bazı fotoğrafları ve şematik görünümü (Some photographs and schematic representation of the experimental setup)

**Tablo 2.** Deney tesisatını oluşturan temel bileşenler (Basic components which constitute the experimental setup)

No	Ekipman	Açıklamalar
1	Kompresör	BITZER marka 4CES6Y-40S model yarı-hermetik kompresör
2	Yoğuşturucu	ALFA LAVAL marka AC-30EQ-20H-F model lehimli plakalı ısı değiştirici
3	Genleşme vanası	DANFOSS marka ETS 6 model elektronik kısılma vanası
4	Buharlaştırıcı	ALFA LAVAL marka AC-70X-20M-F model lehimli plakalı ısı değiştirici
5	Kesme vanası	DANFOSS marka GBC model sıvı hattı akış kesme vanası
6	Filtre kurutucu	DANFOSS marka DML model sıvı hattı filtre-kurutucu
7	Gözetleme camı	DANFOSS marka SGP model sıvı hattı gözetleme camı
8	Su tankı	64 L kapasiteli su tankı
9	Sirkülasyon pompası	GRUNDFOS marka UPS2-25-80 model su sirkülasyon pompası
10	Isı pompası (çiller)	RHOSS marka THAEY 105 model su soğutma cihazı
11	Plakalı ısı değiştirici	ALFA LAVAL marka T2-BFG model contalı plakalı ısı değiştirici
12	Etilen glikollü su tankı	48 L kapasiteli, hacimce %40 etilen glikol içeren su tankı
13	Sirkülasyon pompası	GRUNDFOS marka TP 25/2-A-O-A-BQQE model sirkülasyon pompası
14	Veri kayıt cihazı	16 kanallı veri kayıt cihazı
15	Elektrik paneli	Elektriksel devrelerin yer aldığı panel

**Tablo 3.** Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri (Technical specifications of the measurement devices)

Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Ölçüm belirsizliği
PPT basınçölçer	0 ~ 25 bar	±%0,25
RTD Pt1000 sıcaklıkölçer	-70 ~ 200 °C	±0,5 °C
NTC sıcaklıkölçer	-20 ~ 60 °C	±0,5 °C
Türbin tipi debiölçer	5 ~ 60 L/d	±%1
Güçölçer	0 ~ 10 kW	±%1

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (4)$$

Sistemin performans parametreleri olan COP ve ikinci yasa verimi sırasıyla Eş. 5 ve Eş. 6'daki gibi hesaplanır. Eş. 6'daki ikinci yasa verimi ifadesinde yer alan  $COP_{Carnot}$  ifadesi ise Eş. 7'deki gibi hesaplanır.

$$COP_{BSSS} = \frac{\dot{Q}_b}{W_{net,g}} \quad (5)$$

$$\eta_{II,BSSS} = \frac{COP_{BSSS}}{COP_{Carnot}} \quad (6)$$

$$COP_{Carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (7)$$

Eş. 7'deki  $T_L$ , soğutulan ortamın sıcaklığını,  $T_H$  ise ısı atılan ortamın sıcaklığını temsil etmektedir. Bu sıcaklıklar, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına bağlı olarak değişmekte olup,  $T_L$ , buharlaşma sıcaklığının 10°C üzerinde, buna karşılık  $T_H$  ise yoğuşma sıcaklığının 10°C altında alınmıştır.

Deneysel verilerin hata miktarlarının değerlendirilmesinde belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır. Herhangi bir deneysel çalışmada tespit edilmesi istenen büyüklük  $R$ , bu büyüklüğe etki eden bağımsız değişken sayısı  $n$  olmak üzere, bağımsız değişkenler;  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  olsun. Deneysel etki olan her bir bağımsız değişkenin belirsizliği ise;  $\pm w_{x_1}, \pm w_{x_2}, \pm w_{x_3}, \dots, \pm w_{x_n}$  olsun. Bu durumda,  $R$  büyüklüğünün belirsizliği Eş. 8'deki gibi ifade edilir.

$$w_R = \pm \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (8)$$

Bu çalışmanın deneysel kısmında, sistemin COP değerinin belirsizliği  $\pm\%5,5$  ve ikinci yasa veriminin belirsizliği  $\pm\%6,5$  olarak elde edilmiştir. Eş. 8'e göre COP değeri ve ikinci yasa verimi için belirsizlik miktarları sırasıyla Eş. 9 ve Eş. 10'a göre hesaplanmıştır.

$$w_{COP_{BSSS}} = \pm \left\{ \left[ \frac{\partial(COP_{BSSS})}{\partial Q_b} w_{Q_b} \right]^2 + \left[ \frac{\partial(COP_{BSSS})}{\partial W_{net,g}} w_{W_{net,g}} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (9)$$

$$w_{\eta_{II,BSSS}} = \pm \left\{ \left[ \frac{\partial(\eta_{II,BSSS})}{\partial COP_{BSSS}} w_{COP_{BSSS}} \right]^2 + \left[ \frac{\partial(\eta_{II,BSSS})}{\partial COP_{Carnot}} w_{COP_{Carnot}} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (10)$$

### 3. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

#### 3.1. Teorik Modelin Geçerliliği (Validation of the Theoretical Model)

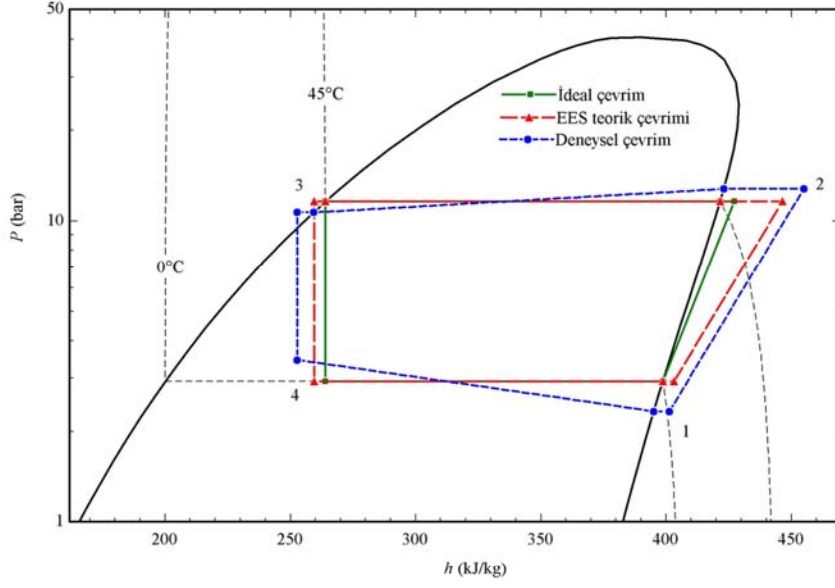
Teorik model çevriminin, deneysel çevrim ve ideal çevrim ile uyumlu olduğu, Şekil 4a ve Şekil 4b'de verilen  $P-h$  ve  $T-s$  diyagramları aracılığıyla gösterilmiştir. Aynı zamanda, Tablo 4'te belirtilen koşullar altında R134a ile gerçekleştirilen deneylerde elde edilen COP değerleri ve EES'de oluşturulan teorik modelden elde edilen COP değerleri Şekil 5'te gösterilmiştir. Şekil 5'te görüldüğü gibi, teorik COP değerleri deneysel COP değerleri ile uyumludur.

Deneysel COP değerleri ile teorik COP değerleri arasında Eş. 11 ile elde edilen %10 civarındaki farkın, oluşturulan teorik modelin geçerliliği için makul bir seviyede olduğu değerlendirilmektedir. Böylece, bu çalışmada iki farklı yöntemle geçerliliği gösterilen bu teorik modelin kullanılabilirliğine kanaat getirilmiştir.

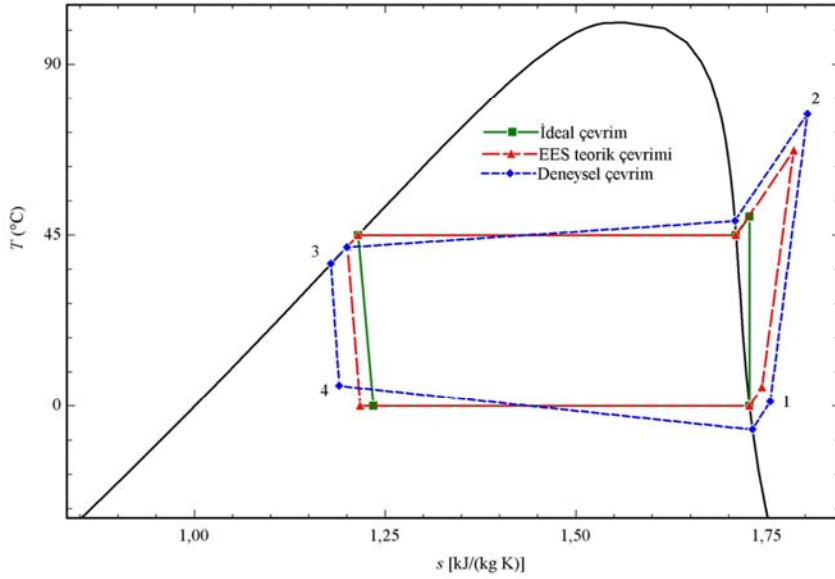
$$w_{EES\ model} \% = \pm \left| \frac{\text{Deneysel sonuç} - \text{EES'deki modelin sonucu}}{\text{Deneysel sonuç}} \right| \cdot 100 \quad (11)$$

Teorik modelde yapılan hesaplamalarda soğutma kapasitesi 12,5 kW değerinde sabit tutulmuştur. Analizlerde; buharlaşma sıcaklıkları -15°C ila 0°C, yoğuşma sıcaklıkları ise 30°C ila 45°C aralığında değiştirilerek kompresör gücü, yoğuşturucu kapasitesi, sistemin COP değeri, ikinci yasa verimi ve soğutucu akışkan kütleli debisi hesaplanmıştır.

Bu çalışma kapsamında incelenen soğutucu akışkanları aynı koşullarda karşılaştırmak için 12,5 kW'lık soğutma kapasitesi ve



a) Deneysel süreç ve teorik modelin doğrulanması için  $P-h$  diyagramı ( $P-h$  diagram for validation of the experimental procedure and theoretical model).



b) Deneysel süreç ve teorik modelin doğrulanması için  $T-s$  diyagramı ( $T-s$  diagram for validation of the experimental procedure and theoretical model).

Şekil 4. Deneysel sürecin ve teorik modelin doğrulanması a)  $P-h$  diyagramı b)  $T-s$  diyagramı  
(Validation of the experimental procedure and theoretical model a)  $P-h$  diagram b)  $T-s$  diagram)

45°C yoğuşma sıcaklığında; kompresör gücü, yoğuşturucudan atılan ısı, COP değeri, ikinci yasa verimi ve soğutucu akışkan debisi çeşitli buharlaşma sıcaklıklarında hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 6 ile Şekil 10'da verilmiştir.

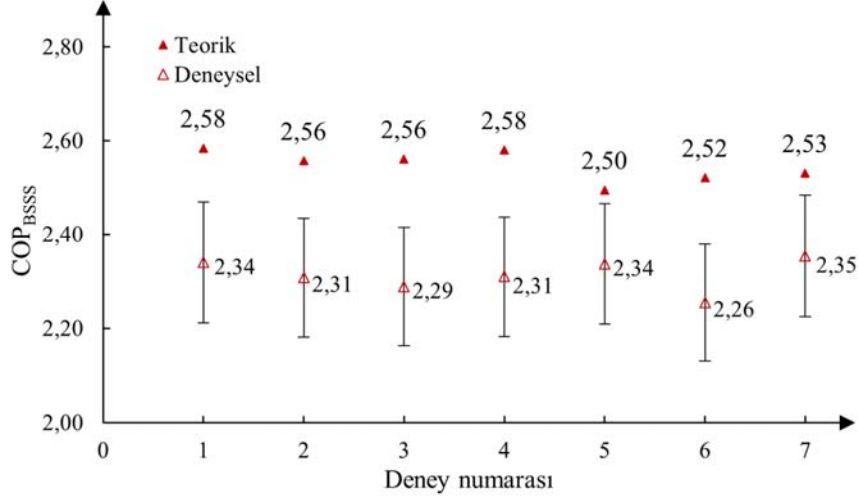
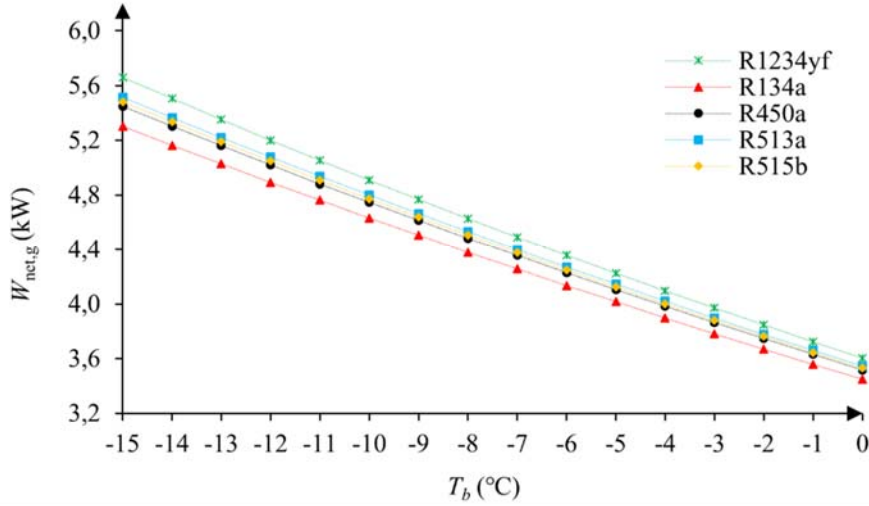
Buna göre; kompresör gücünün, incelemeye konu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve 45°C yoğuşma sıcaklığında, buharlaşma

sıcaklığı ile değişimi Şekil 6'da verilmiştir. Şekil 6 incelendiğinde; R134a'lı sistemin kompresör gücünün, R1234yf'li sistemden %5,62, R450A'lı sistemden %2,35, R513A'lı sistemden %3,41 ve R515B'li sistemden ise %2,88 daha düşük olduğu görülmektedir. Kompresör gücü açısından R450A, R134a'ya en yakın performansa sahip soğutucu akışkan olarak öne çıkmaktadır. Ayrıca, incelenen tüm akışkanlar için kompresör gücünün, artan buharlaşma sıcaklığı ile



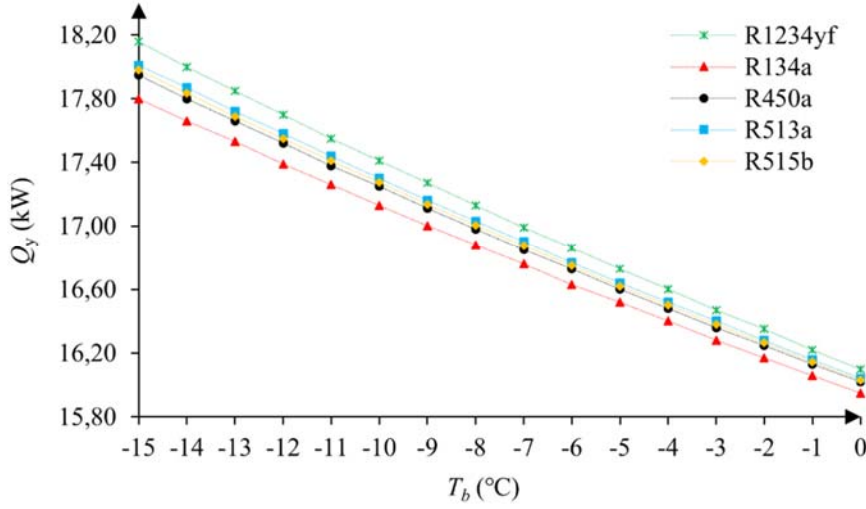
**Tablo 4.** Teorik modelin doğruluğunun gösteriminde kullanılan deneysel verilerin elde edildiği çalışma koşulları (Operating conditions in which the experimental data used to demonstrate the verification of the theoretical model were obtained)

Deneysel#	$T_1$ (°C)	$P_1$ (kPa)	$T_2$ (°C)	$P_2$ (kPa)	$T_3$ (°C)	$P_3$ (kPa)	$T_4$ (°C)	$P_4$ (kPa)	$\dot{m}_r$ (kg/s)
1	0,60	162	74,50	1296	45,50	1077	9,70	311	0,092
2	0,50	167	75,00	1320	45,60	1100	10,80	300	0,089
3	0,70	164	75,10	1297	45,20	1081	10,30	304	0,093
4	0,00	155	74,40	1261	44,00	1050	10,30	322	0,089
5	-1,90	157	73,80	1238	43,60	1022	9,50	296	0,094
6	-1,80	160	73,30	1238	43,30	1017	9,90	311	0,091
7	-0,90	160	73,90	1258	44,30	1042	10,00	307	0,093

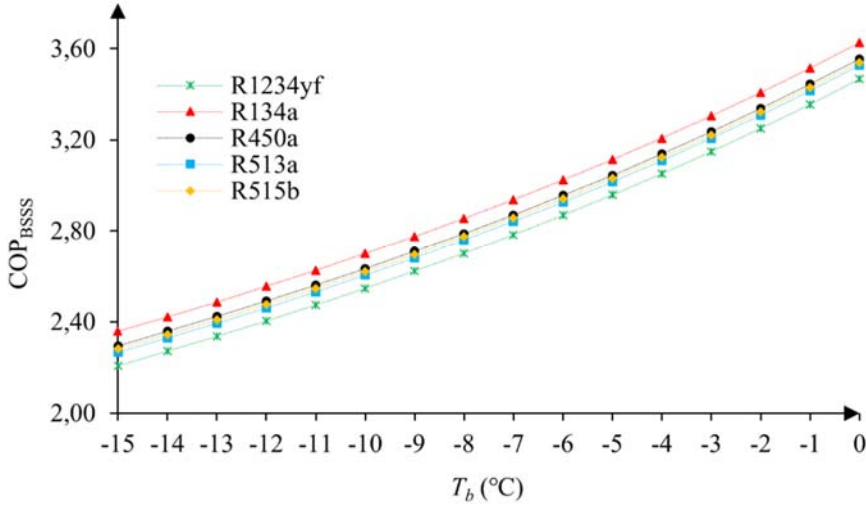
**Şekil 5.** Deneysel ve teorik COP değerlerinin karşılaştırılması (Comparison of the experimental and theoretical COP values)**Şekil 6.** Kompresör gücünün buharlaşma sıcaklığı ile değişimi (Variation of compressor power with evaporation temperature) ( $\dot{Q}_b = 12,5$  kW ve  $T_y = 45^\circ\text{C}$ )

azaldığı anlaşılmaktadır. Yoğuşturucudan atılan ısının, incelemeye konu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve 45°C yoğuşma sıcaklığında, buharlaşma sıcaklığı ile değişimi Şekil 7'de verilmiştir. Buna göre; R134a'lı sistemin yoğuşturucudaki ısı geçişi, R1234yf'li sistemden %1,46, R450A'lı sistemden %0,6, R513A'lı sistemden %0,88 ve R515B'li sistemden ise %0,74 daha küçük olduğu hesaplanmıştır. Yoğuşturucudaki ısı geçişi bakımından R450A'nın R134a'ya en yakın performansı gösterdiği görülmektedir. Ayrıca yoğuşturucudaki ısı geçişinin, artan buharlaşma sıcaklığı ile azaldığı

anlaşılmaktadır. Sistemin COP değerinin, incelemeye konu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve 45°C yoğuşma sıcaklığında, buharlaşma sıcaklığı ile değişimi Şekil 8'de verilmiştir. Şekil 8'de görüldüğü gibi; R134a'lı sistemin COP değerinin, R1234yf'li sistemden %5,32, R450A'lı sistemden %2,30, R513A'lı sistemden %3,30 ve R515B'li sistemden ise %2,80 daha büyük olduğu hesaplanmıştır. COP değeri bakımından da yine R450A'nın R134a'ya en yakın performansı gösterdiği görülmektedir. Ayrıca COP değerinin, artan buharlaşma sıcaklığı ile arttığı anlaşılmaktadır.



**Şekil 7.** Yoğuşturucudan atılan ısının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi  
(Variation of heat rejection rate from the condenser with evaporation temperature) ( $\dot{Q}_b = 12,5$  kW ve  $T_y = 45^\circ\text{C}$ )

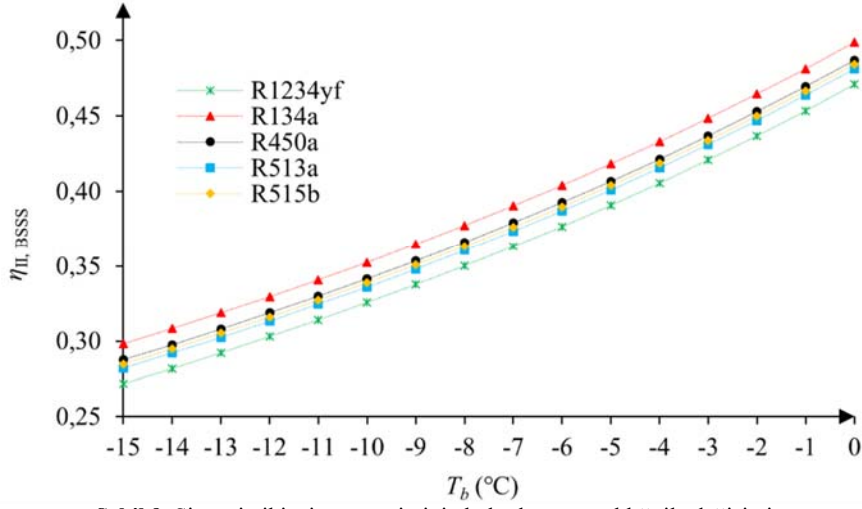


**Şekil 8.** COP değerlerinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi  
(Variation of COP values with evaporation temperature) ( $\dot{Q}_b = 12,5$  kW ve  $T_y = 45^\circ\text{C}$ )

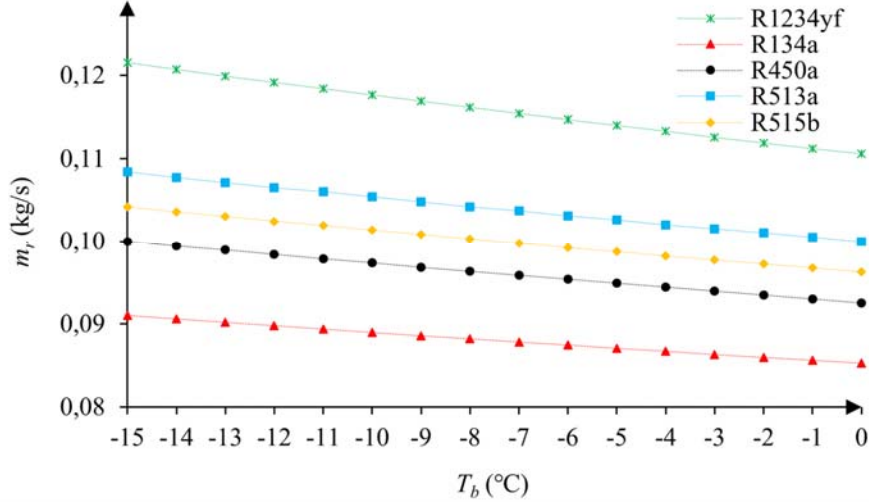
Sistemin ikinci yasa veriminin, incelenen akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $45^\circ\text{C}$  yoğuşma sıcaklığında buharlaşma sıcaklığı ile değişimi Şekil 9'da verilmiştir. Buna göre; R134a'lı sistemin ikinci yasa veriminin, R1234yf'li sistemden %5,32, R450A'lı sistemden %2,30, R513A'lı sistemden %3,29 ve R515B'li sistemden ise %2,80 daha büyük olduğu hesaplanmıştır. İkinci yasa verimi bakımından da R450A'nın R134a'ya en yakın performansı gösterdiği görülmektedir. Ayrıca ikinci yasa veriminin de, artan buharlaşma sıcaklığı ile arttığı anlaşılmaktadır.

Sistemdeki soğutucu akışkan debisinin, incelenen akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $45^\circ\text{C}$  yoğuşma sıcaklığında buharlaşma sıcaklığı ile değişimi Şekil 10'da verilmiştir. Şekil 10 incelendiğinde; R134a'lı soğutucu akışkan debisinin, R1234yf'li sistemden %31,60, R450A'lı sistemden %9,20, R513A'lı sistemden %18,16 ve R515B'li sistemden ise %13,68 daha düşük olduğu görülmektedir. Yani, R134a yerine alternatifleri kullanıldığında, belirlenen soğutma yükünü karşılamak için gereken soğutucu akışkan debisinin arttığı görülmektedir. Bu yüzden, alternatif soğutucu akışkanlar debi bakımından R134a'ya göre dezavantajlıdır. Soğutucu akışkan debisi

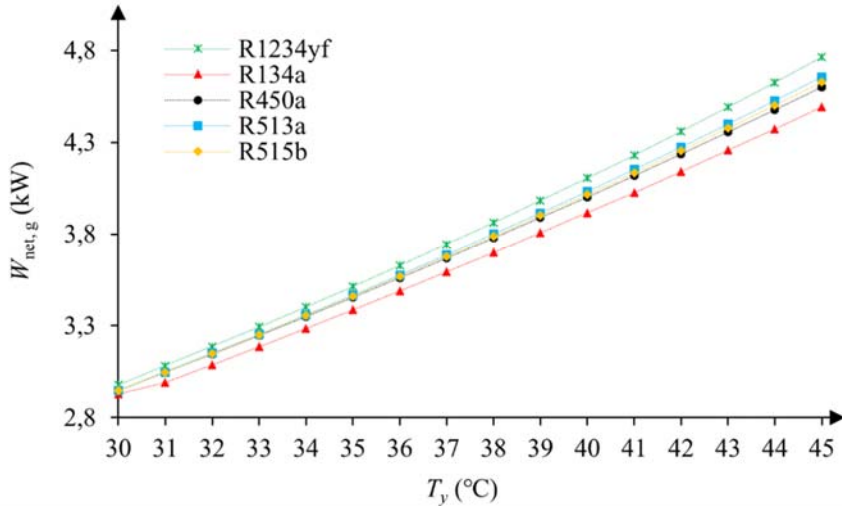
bakımından yine R450A'nın R134a'ya en yakın soğutucu akışkan olduğu görülmektedir. Alternatif soğutucu akışkanların, buharlaşma ve yoğuşmadaki gizli ısılarının R134a'ya göre daha düşük olması nedeniyle aynı kapasiteyi elde edebilmek için daha yüksek debilere ihtiyaç vardır. Bu husus, incelenen soğutucu akışkanların Şekil 1a'da verilen  $P-h$  diyagramlarından açıkça görülmektedir. Yine bu çalışmada kapsamında incelenen soğutucu akışkanları aynı koşullarda karşılaştırabilmek için 12,5 kW'lık soğutma kapasitesi ve  $-7^\circ\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında; kompresör gücü, yoğuşturucudan atılan ısı, COP değeri, ikinci yasa verimi ve soğutucu akışkan debisi çeşitli yoğuşma sıcaklıklarında hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 11 ile Şekil 15'te verilmiştir. Kompresör gücünün, incelemeye konu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $-7^\circ\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında, yoğuşma sıcaklığı ile değişimi Şekil 11'de verilmiştir. Buna göre; R134a'lı sistemin kompresör gücünün, R1234yf'li sistemden %2,57, R450A'lı sistemden %2,00, R513A'lı sistemden %2,57 ve R515B'li sistemden ise %2,28 daha düşük olduğu görülmektedir. Kompresör gücü bakımından yine R450A, R134a'ya en yakın performansa sahip soğutucu akışkandır. Ayrıca kompresör gücünün, artan yoğuşma sıcaklığı ile arttığı anlaşılmaktadır.



Şekil 9. Sistemin ikinci yasa veriminin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi  
(Variation of the second law efficiency of the system with evaporation temperature) ( $\dot{Q}_b = 12,5$  kW ve  $T_y = 45^\circ\text{C}$ )



Şekil 10. Sistemdeki soğutucu akışkanın kütsel debisinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi  
(Variation of mass flow rate of refrigerant in the system with evaporation temperature) ( $\dot{Q}_b = 12,5$  kW ve  $T_y = 45^\circ\text{C}$ )



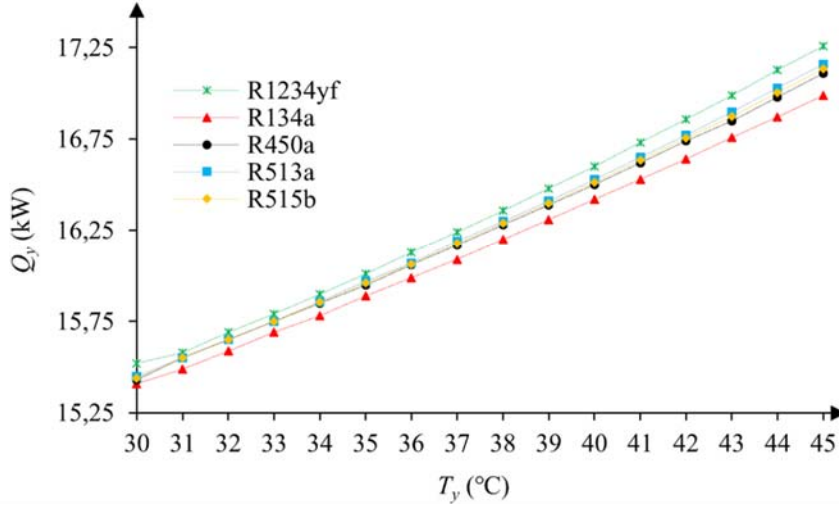
Şekil 11. Kompresör gücünün yoğuşma sıcaklığı ile değişimi  
(Variation of compressor power with condensation temperature) ( $\dot{Q}_b = 12,5$  kW ve  $T_b = -7^\circ\text{C}$ )

Yoğuşturucudan atılan ısının, incelemeye konu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $-7^{\circ}\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında yoğuşma sıcaklığı ile değişimi Şekil 12’de verilmiştir. Şekil 12 incelendiğinde; R134a’lı sistemin yoğuşturucudaki ısı geçişinin, R1234yf’li sistemden %0,71, R450A’lı sistemden %0,13, R513A’lı sistemden %0,25 ve R515B’li sistemden ise %0,19 daha düşük olduğu görülmektedir. Bu parametre açısından R450A’nın R134a’ya en yakın performansı gösterdiği görülmektedir. Yoğuşturucudaki ısı geçişinin, artan yoğuşma sıcaklığı ile arttığı anlaşılmaktadır.

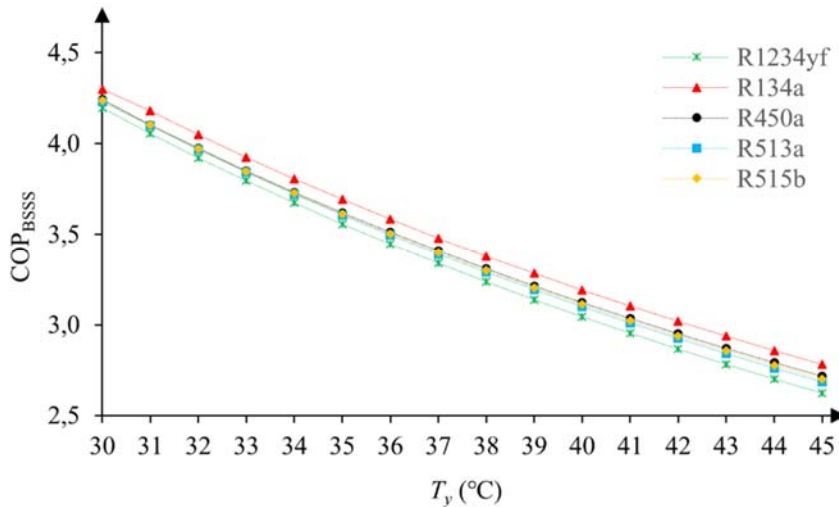
Sistemin COP değerinin, incelemeye konu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $-7^{\circ}\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında yoğuşma sıcaklığı ile değişimi Şekil 13’te verilmiştir. Buna göre; R134a’lı sistemin COP değerinin, R1234yf’li sistemden %3,98, R450A’lı sistemden %1,95, R513A’lı sistemden %2,49 ve R515B’li sistemden ise %2,22 daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu parametre açısından da R450A’nın R134a’ya en yakın performansı gösterdiği görülmektedir. COP değerinin, artan yoğuşma sıcaklığı ile azaldığı anlaşılmaktadır. Sistemin ikinci yasa veriminin, incelemeye konu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $-7^{\circ}\text{C}$  buharlaşma

sıcaklığında yoğuşma sıcaklığı ile değişimi Şekil 14’te verilmiştir. Buna göre; R134a’lı sistemin ikinci yasa veriminin, R1234yf’li sistemden %3,98, R450A’lı sistemden %1,96, R513A’lı sistemden %2,5 ve R515B’li sistemden ise %2,23 daha yüksek olduğu görülmektedir. İkinci yasa verimi açısından da R450A’nın R134a’ya en yakın performansı gösterdiği görülmektedir. İkinci yasa veriminin, artan yoğuşma sıcaklığı ile azaldığı anlaşılmaktadır.

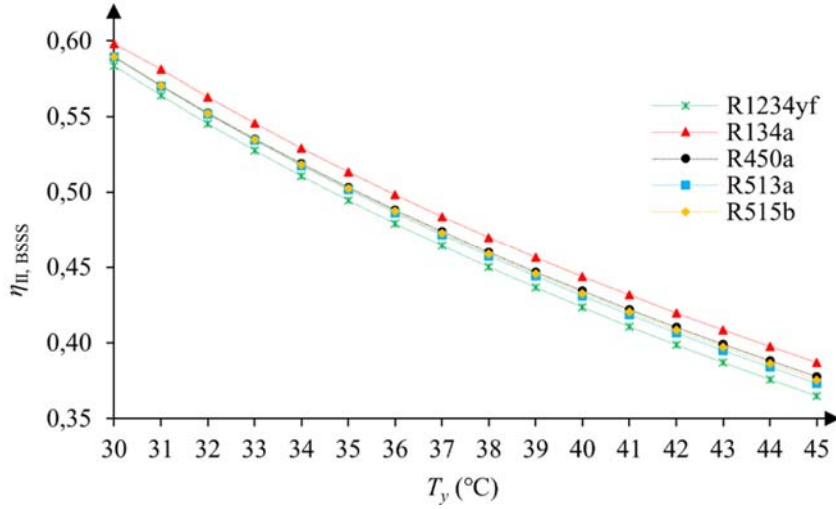
Sistemdeki soğutucu akışkan debisinin, incelemeye konu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $-7^{\circ}\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında yoğuşma sıcaklığı ile değişimi Şekil 15’te verilmiştir. Şekil 15 incelendiğinde; R134a’lı sistemin soğutucu akışkan debisinin, R1234yf’li sistemden %27,84, R450A’lı sistemden %8,26, R513A’lı sistemden %16,00 ve R515B’li sistemden ise %12,17 daha az olduğu hesaplanmıştır. Soğutucu akışkan debisi bakımından yine R450A’nın R134a’ya en yakın soğutucu akışkan olduğu görülmektedir. Yani, R134a yerine alternatifleri kullanıldığında, belirlenen soğutma yükünü karşılamak için gereken soğutucu akışkan debisinin arttığı burada da görülmektedir. Bu sebeple, alternatif soğutucu akışkanlar debi bakımından R134a’ya göre dezavantajlıdır.



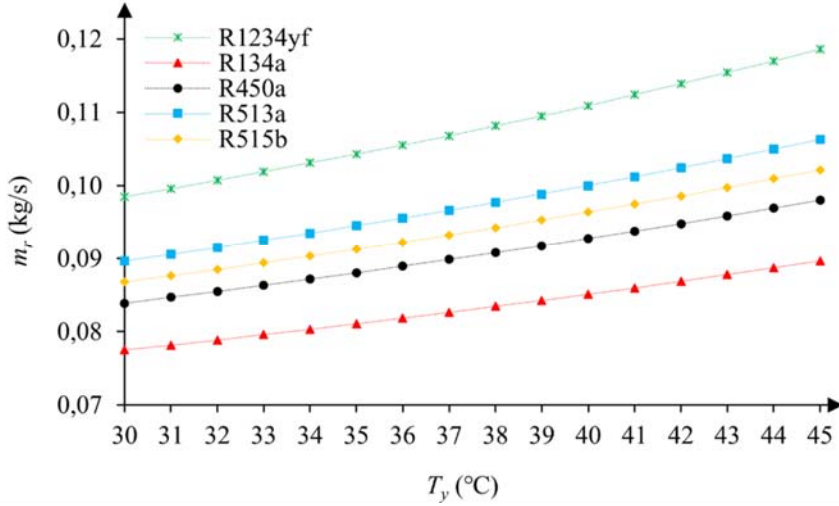
Şekil 12. Yoğuşturucudan atılan ısının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi  
(Variation of heat rejection rate from the condenser with condensation temperature) ( $\dot{Q}_b = 12,5 \text{ kW}$  ve  $T_b = -7^{\circ}\text{C}$ )



Şekil 13. COP değerlerinin yoğuşma sıcaklığı ile değişimi  
(Variation of COP values with condensation temperature) ( $\dot{Q}_b = 12,5 \text{ kW}$  ve  $T_b = -7^{\circ}\text{C}$ )



Şekil 14. Sistemin ikinci yasa veriminin yoğuşma sıcaklığı ile değişimi  
(Variation of second law efficiency of the system with condensation temperature) ( $\dot{Q}_b = 12,5$  kW ve  $T_b = -7^\circ\text{C}$ )



Şekil 15. Sistemdeki soğutucu akışkanın kütleli debisinin yoğuşma sıcaklığı ile değişimi  
(Variation of mass flow rate of refrigerant in the system with condensation temperature) ( $\dot{Q}_b = 12,5$  kW ve  $T_b = -7^\circ\text{C}$ )

#### 4. Sonuçlar (Conclusions)

Bu çalışmada, deneysel veriler yardımıyla EES programında geliştirilen teorik bir model kullanılarak R134a'ya alternatif soğutucu akışkanlar olan R1234yf, R450A, R513A ve R515B'nin sistem performans parametrelerine etkileri termodinamiğin I. ve II. yasaları bakımından incelenmiştir. Çalışma kapsamında; kompresör gücü, yoğuşturucudan atılan ısı, COP değeri, ikinci yasa verimi ve soğutucu akışkan debisi 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $-15^\circ\text{C}$  ila  $0^\circ\text{C}$  arasında değişen buharlaşma,  $30^\circ\text{C}$  ila  $45^\circ\text{C}$  arasında değişen yoğuşma sıcaklıklarında hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar, Şekil 6 ila Şekil 15'te verilmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Kompresörün gücünün tüm soğutucu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $45^\circ\text{C}$  yoğuşma sıcaklığında artan buharlaşma sıcaklığı ile azaldığı, buna karşılık  $-7^\circ\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında artan yoğuşma sıcaklığı ile arttığı tespit edilmiştir. Kompresör gücü bakımından aynı şartlarda R134a'ya en yakın alternatif soğutucu akışkanın yaklaşık %2'lik artışla R450A olduğu belirlenmiştir.

- Yoğuşturucudan atılan ısının tüm soğutucu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $45^\circ\text{C}$  yoğuşma sıcaklığında artan buharlaşma sıcaklığı ile azaldığı,  $-7^\circ\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında ise artan yoğuşma sıcaklığı ile arttığı tespit edilmiştir. Yoğuşturucudaki ısı geçişi bakımından aynı şartlarda R134a'ya en yakın alternatif soğutucu akışkanın yaklaşık olarak %1'lik artışla yine R450A olduğu belirlenmiştir.
- Sistemin COP değerinin tüm soğutucu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $45^\circ\text{C}$  yoğuşma sıcaklığında artan buharlaşma sıcaklığı ile arttığı, buna karşılık  $-7^\circ\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında artan yoğuşma sıcaklığı ile azaldığı tespit edilmiştir. COP bakımından aynı şartlarda R134a'ya en yakın alternatif soğutucu akışkanın yaklaşık olarak %2'lik düşüşle R450A olduğu belirlenmiştir.
- Sistemin ikinci yasa veriminin tüm soğutucu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve  $45^\circ\text{C}$  yoğuşma sıcaklığında artan buharlaşma sıcaklığı ile arttığı,  $-7^\circ\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında ise artan yoğuşma sıcaklığı ile azaldığı tespit edilmiştir. İkinci yasa verimi bakımından aynı şartlarda R134a'ya en yakın alternatif soğutucu akışkanın yaklaşık olarak %2'lik düşüşle yine R450A olduğu belirlenmiştir.

- Aynı soğutma kapasitesini sağlamak için gerekli soğutucu akışkan debisinin tüm soğutucu akışkanlar için 12,5 kW soğutma kapasitesi ve 45°C yoğuşma sıcaklığında artan buharlaşma sıcaklığı ile azaldığı, buna karşılık -7°C buharlaşma sıcaklığında artan yoğuşma sıcaklığı ile arttığı tespit edilmiştir. Soğutucu akışkan debisi bakımından aynı şartlarda R134a'ya en yakın alternatif soğutucu akışkanın yaklaşık olarak %9'luk artışla R450A olduğu belirlenmiştir.

Mekanik bir BSSS'nin deneysel verilerine dayanan bu çalışmada elde edilen tüm sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde, incelenen performans parametreleri bakımından alternatif soğutucu akışkanlar arasında, R134a'ya en yakın soğutucu akışkanın R450A olduğu görülmektedir. Bu durum, Şekil 1a'da verilen  $P-h$  diyagramından da görüldüğü üzere R450A'nın buharlaşma ve yoğuşmadaki gizli ısısının, R134a'ya diğer soğutucu akışkanlardan daha yakın olmasından ileri gelmektedir. Performans kriterleri bakımından R450A'dan sonra R134a'ya en yakın soğutucu akışkanın R515B olduğu tespit edilmiştir.

Özetle, incelenen akışkanlar arasında performans kriterleri bakımından R134a'ya en yakın alternatif soğutucu akışkan olarak R450A, ardından ise R515B gelmektedir. Gelecekte, bu iki soğutucu akışkanın R134a'ya alternatif olarak daha kapsamlı araştırılmasında fayda vardır. Ayrıca, bu soğutucu akışkanların yeni soğutma sistemlerinde kullanımına yönelik araştırmaların yapılması faydalı olur. Ayrıca, bu çalışma kapsamında incelenen ve birer karışım halinde olan R450A, R513A ve R515B soğutucu akışkanlarının GWP değerleri göz önünde bulundurulduğunda, bunların ancak birer geçiş dönemi alternatifleri olabilecekleri düşünülmektedir. Her ne kadar bu akışkanların GWP değerleri, R134a'nın GWP değerinden düşük olsa da arzu edilen seviyede değildir. Bu nedenle, GWP değeri daha düşük olan alternatif soğutucu akışkanların araştırılmasına yönelik çalışmalara devam edilmesi önerilir. Son olarak; bu akışkanların, çeşitli nanoparçacıklarla karıştırılmasıyla elde edilecek nanosoğutucu akışkanların termodinamik özelliklerinin araştırılması tavsiye edilir.

## 5. Simgeler (Symbols)

AB	: Avrupa Birliği
BSSÇ	: Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi
BSSS	: Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi
BM	: Birleşmiş Milletler
CFC	: Kloroflorokarbon
COP	: Coefficient of Performance (Soğutma tesir katsayısı)
EES	: Engineering Equation Solver (Mühendislik denklem çözücü)
GWP	: Global Warming Potential (Küresel ısınma potansiyeli)
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
ODP	: Ozone Depletion Potential (Ozon tahribatı potansiyeli)
UNEP	: United Nations Environment Programme (Birleşmiş Milletler Çevre Programı)
WMO	: World Meteorological Organization (Dünya Meteoroloji Örgütü)

### 5.1. Alt İndisler (Subscripts)

$b$	: Buharlaşma
$\dot{c}$	: Çıkan
$g$	: Giren
$H$	: Isı atılan ortam
izen	: İzentropik
$L$	: Soğutulan ortam

$r$	: Soğutucu akışkan
$s$	: Sabit entropi süreci
$y$	: Yoğuşma
$II$	: İkinci yasa

### 5.2. Latin Harfleri (Roman Letters)

$h$	: Özgül entalpi, kJ/kg
$\dot{m}$	: Kütleli debi, kg/s
$P$	: Basınç, kPa
$\dot{Q}$	: Birim zamandaki ısı geçişi, kW
$s$	: Özgül entropi, kJ/(kg K)
$T$	: Sıcaklık, K veya °C
$\dot{W}$	: Güç, kW

### Teşekkür (Acknowledgement)

Bu çalışmanın hazırlanmasında yazarları, '1001-Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projelerini Destekleme Programı' kapsamındaki 119M074 numaralı proje ile destekleyen TÜBİTAK'a teşekkür ederiz.

### Kaynaklar (References)

1. Global Environmental Change Report GCRP. A Brief Analysis Kyoto Protocol, IX., 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. World Meteorological Organization, Scientific Assessment of Ozone Depletion, 2014.
5. 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.
6. Li H., Tang K., A comprehensive study of drop-in alternative mixtures for R134a in a mobile air-conditioning system, Applied Thermal Engineering, 203, 117914, 2022.
7. Kutlu Ç., Ünal Ş., Erdiç M.T., Thermodynamic analysis of a refrigeration system with double evaporators and ejector, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 31 (4), 1039-1047, 2016.
8. 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.
9. 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.
10. Yang M., Zhamg H., Meng Z., Qin Y., Experimental study on R1234yf/R134a mixture (R513A) as R134a replacement in a domestic refrigerator, Applied Thermal Engineering, 146, 540-547, 2019.
11. Sieres J., Santos J. M., Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a small power refrigeration system, International Journal of Refrigeration, 91, 230-238, 2018.
12. Devecioğlu, A. G., Oruç V., Characteristics of some new generation refrigerants with low GWP, The 7<sup>th</sup> International Conference on Applied Energy, Energy Procedia, 75, 1452-1457, 2015.
13. Mateu-Royo C., Mota-Babiloni A., Navarro-Esbri J., Barragan-Cervera A., Comparative analysis of HFO-1234ze(E) and R-515B as low GWP alternatives to HFC-134a in moderately high temperature heat pumps, International Journal of Refrigeration, 124, 197-206, 2021.
14. Yıldırım R., Evaluation of the use R450A as an alternative to R134a in low and medium temperature heat pump systems: 4-E (Energy, Exergy, Environmental and Enviro-Economic) analysis, Çanakkale Onsekiz Mart University Journal of Advanced Research in Natural and Applied Sciences, 7 (4), 556-569, 2021.



15. Makhnatch P., Mota-Babiloni A., Lopez-Belchi A., Khodabandeh R., R450A and R513A as lower GWP mixtures for high ambient temperature countries: Experimental comparison with R134a, *Energy*, 166, 223-235, 2019.
16. Işık B., Bilen K., Dağlıdır K., Arcaklıoğlu E., Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R134a ve alternatif soğutucu akışkanların kullanımının termodinamik analizi, Uluslararası Katılımlı 23. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, v1, 865-871, Eylül 2021, Gaziantep.
17. Honeywell Refrigerants. Technical Datasheets. <https://www.honeywell-refrigerants.com/>. Yayın tarihi Eylül 1, 2007. Erişim tarihi Aralık 10, 2022.
18. North American Sustainable Refrigeration Council. reducing greenhouse gas emissions. <https://nasrc.org>. Yayın tarihi Eylül 1, 2021. Erişim tarihi Aralık 15, 2022.
19. Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC). 5th Assessment Report (AR5) Chapter 8. <https://www.ipcc.ch>. Yayın tarihi Şubat 1, 2022. Erişim tarihi Ocak 25, 2023.
20. Dinçer İ., Kanoğlu M., Refrigeration Systems and Applications, (2<sup>nd</sup> ed.), John Wiley & Sons Ltd., United Kingdom, 2010.
21. Çengel Y. A., Boles, M. A., Thermodynamics: An Engineering Approach, (8<sup>th</sup> ed.), McGraw-Hill Higher Education, New York, 2015.
22. Seyitoğlu S. S., Kılıçarslan A., Second law analysis of different refrigerants in a two stage vapor compression cycle, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 35 (2), 89-87, 2015.
23. Aized T., Hamza, A., Thermodynamic analysis of various refrigerants for automotive air conditioning system, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 44, 1697-1707, 2019.
24. Yang Z., Feng B., Ma H., Zhang L., Duan C., Liu B., Zhang Y., Chen S., Yang Z., Analysis of lower GWP and flammable alternative refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 126, 12-22, 2021.

