

**T.C.  
ISPARTA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**FARKLI ALTERNATİF AKIŞKANLARIN KULLANILDIĞI İKİ  
KADEMELİ SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ  
ANALİZİ**

**Büşra ŞAHİN**

**Danışman  
Prof. Dr. Arzu ŞENCAN ŞAHİN**

**ISPARTA – 2020**



© 2020 [ Büşra ŞAHİN ]

TEZ ONAYI

FARKLI ALTERNATİF AKIŞKANLARIN KULLANILDIĞI İKİ  
KADEMELİ SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ  
ANALİZİ

Büşra ŞAHİN tarafından hazırlanan bu tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** Prof. Dr. Arzu SENCAN ŞAHİN  
Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

**Üye** Doç. Dr. Feyza AKARSLAN  
Süleyman Demirel Üniversitesi

**Üye** Doç. Dr. Erkan DİKMEN  
Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

İmza



Yukarıdaki Jüri kararı Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun .../.../... tarih ve .../.../... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Yusuf UÇAR  
Enstitü Müdürü

## ETİK BEYANI

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak ve bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yol ve yardıma başvurmaksızın hazırladığım bu tez çalışmasında;

Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi, tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu, tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi, kullanılan verilerde ve ortaya çıkan sonuçlarda herhangi bir değişiklik yapmadığımı, bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu, tezime ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçlara katlanacağımı bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

----/----/2019  
**Büşra ŞAHİN**

.....

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER .....	i
ÖZET.....	ii
ABSTRACT.....	iii
TEŞEKKÜR.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	v
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	viii
1. GİRİŞ .....	1
1.1. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi .....	1
1.2. İki Kademeli Soğutma Çevrimi .....	2
1.3. İki Kademeli Soğutma Çevriminin Tek Kademeli Soğutma Çevrimi İle Karşılaştırılması .....	5
1.4. Soğutucu Akışkanlar .....	5
2. KAYNAK ÖZETLERİ .....	7
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	14
3.1. İki Kademeli Soğutma Sistemi Termodinamik Analizinde Kullanılan Alternatif Akışkanların Özellikleri .....	14
3.2. Farklı Alternatif Akışkanlar Kullanılarak İki Kademeli Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi .....	15
3.2.1. Farklı alternatif akışkanlar kullanılarak iki kademeli soğutma sisteminin enerji analizi.....	16
3.2.2. Farklı alternatif akışkanlar kullanılarak iki kademeli soğutma sisteminin ekserji analizi .....	18
4. BULGULAR .....	24
5. TARTIŞMA VE SONUÇ .....	35
KAYNAKLAR .....	36
EKLER.....	39
EK A. EES Programında Enerji ve Ekserji Analizi .....	40
ÖZGEÇMİŞ .....	47

## ÖZET

### Yüksek Lisans Tezi

## FARKLI ALTERNATİF AKIŞKANLARIN KULLANILDIĞI İKİ KADEMELİ SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Büşra ŞAHİN

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Arzu ŞENCAN ŞAHİN

Ozon delme potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) etkileri farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak iki kademeli soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi EES (Engineering Equation Solver) programı yardımıyla yapılmıştır. Çalışmada soğutucu akışkan olarak ODP değerleri aynı, GWP değerleri farklı R32, R410A, R407C, R245fa, R290, R507A, R717, R1234yf ve R1234ze alternatif soğutucu akışkanlar kullanılmıştır.

Çalışmada kullanılan soğutucu akışkanlar arasında ODP ve GWP değeri en düşük ve en yüksek olan soğutucu akışkanlar sırası ile R717 ve R507A soğutucu akışkanlarıdır. Bu akışkanların soğutma performans katsayıları sırasıyla 5.358, 4.502 olarak, ekserji verimleri sırasıyla 0.7069, 0.594 olarak hesaplanmıştır.

Analiz sonucunda, her bir soğutucu akışkan için sistemin farklı çalışma parametreleriyle çalışması durumunda soğutma performans katsayısı ve ekserji verimleri karşılaştırılmıştır. Soğutma sistemini oluşturan her bir elemanın ekserji kayıpları belirlenmiştir. En fazla ekserji kaybının evaporatörde olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Alternatif akışkan, İki kademe, Enerji, Ekserji, R1234yf, R1234ze

2020, 47 sayfa

## **ABSTRACT**

**M.Sc. Thesis**

### **ENERGY AND AXERGY ANALYSIS OF TWO-STAGE COOLING SYSTEM USING DIFFERENT ALTERNATIVE FLUIDS**

**Büşra ŞAHİN**

**Isparta University of Applied Sciences  
The Institute of Graduate Education  
Department of Energy Systems Engineering**

**Supervisor: Prof. Dr. Arzu ŞENCAN ŞAHİN**

Energy and exergy analysis of 2 stages cooling system has been studied by using refrigerant having different Ozone Depletion Potential (ODP) and Global Warming Potential (GWP) effects with the help of the EES program. In this study, many alternative refrigerants have been used, such as R32, R4110A, R407C, R245fa, R290, R507A, R717, R1234yf and R1234ze, and these refrigerants have same ODP values; however, GWP values are different.

Among the refrigerants used in this study, refrigerants that have the highest and lowest ODP and GWP are R717A, R507A respectively. Cooling performance coefficients of these refrigerants have been calculated as 5.358, 4.502 respectively, while exergy efficiencies calculated 0.7069, 0.594 respectively.

As a result of Analyse, efficiencies of exergy and the Cooling Performance Coefficient (COP) have been compared in the case of operating with different parameters for each refrigerant. Exergy loss of each component of the cooling system has been determined. The most exergy loss. It has been detected that the highest exergy loss is in the evaporator.

**Key Words:** Refrigerant, Two stages, Energy, Exergy, R1234yf, R1234ze,

**2020, 47 pages**

## TEŞEKKÜR

Bu araştırma için beni yönlendiren, karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesi ile aşmamda yardımcı olan değerli Danışman Hocam Prof. Dr. Arzu ŞENCAN ŞAHİN'e teőekkürlerimi sunarım.

Literatür araştırmalarımnda ve tezin yazımında bana yardımcı olan Mehmet Nebi YILDIRIM' a teşekkür ederim.

Tüm eğitim hayatımda ve tezin her aşamasında yanımda olan, maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen annem, babam ve ablama sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

**Büşra ŞAHİN**  
ISPARTA, 2019



## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi tesisat şeması.....	1
Şekil 1.2. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s ve P-h diyagramları .....	2
Şekil 1.3. İki kademeli soğutma çevrimi tesisat şeması.....	3
Şekil 1.4. İki kademeli soğutma çevriminin ideal P-h diyagramı .....	4
Şekil 1.5. İki kademeli soğutma çevriminin ideal T-s diyagramı .....	4
Şekil 3.1. İki kademeli soğutma çevrimi.....	15
Şekil 4.1. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanların soğutma performans katsayıları .....	24
Şekil 4.2. Alternatif akışkanların kondenser sıcaklığına göre soğutma performans katsayılarının değişimi .....	25
Şekil 4.3. Alternatif akışkanların evaporatör sıcaklığına göre soğutma performans katsayılarının değişimi .....	25
Şekil 4.4. R1234yf alternatif akışkanının kompresörün izantropik verimine göre soğutma performans katsayısının değişimi .....	26
Şekil 4.5. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanların ekserji verimleri .....	27
Şekil 4.6. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanların kondenser sıcaklığına göre ekserji verim değişimi .....	28
Şekil 4.7. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanların evaporatör sıcaklığına göre ekserji verim değişimi .....	28
Şekil 4.8. R1234yf alternatif akışkanının kondenser sıcaklığına göre soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin değişimi.....	29
Şekil 4.9. R1234yf alternatif akışkanının evaporatör sıcaklığına göre soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin değişimi.....	30
Şekil 4.10. İki kademeli soğutma sistem elemanlarının ekserji kaybı dağılımı.....	31
Şekil 4.11. Soğutma sistemi elemanlarının kondenser sıcaklığına göre ekserji kaybı değişimleri .....	31
Şekil 4.12. Soğutma sistem elemanlarının evaporatör sıcaklığına göre ekserji kaybı değişimleri .....	32
Şekil 4.13. R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin kondenser sıcaklığına göre toplam ekserji kaybındaki değişimi.....	33
Şekil 4.14. R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin evaporatör sıcaklığına göre toplam ekserji kaybındaki değişimi.....	33
Şekil 4.15. R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin çevre sıcaklığına göre toplam ekserji kaybındaki değişimi .....	34
Şekil 4.16. R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin kompresörün izantropik verimine göre soğutma performans katsayısının ve toplam ekserji kaybındaki değişimi.....	34
Şekil A.1. R407C soğutucu akışkanının iki kademeli soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi.....	43
Şekil A.2. R407C soğutucu akışkanının termodinamik özellikleri.....	43
Şekil A.3. R407C soğutucu akışkanının soğutma performans katsayısının kompresör verimine göre değişimi.....	44
Şekil A.4. R407C soğutucu akışkanının soğutma performans katsayısının kondenser sıcaklığına göre değişimi.....	44
Şekil A.5. R407C soğutucu akışkanının soğutma performans katsayısının evaporatör sıcaklığına göre değişimi.....	44

Şekil A.6. R407C soğutucu akışkanının soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin kondenser sıcaklığına göre değişimi.....	45
Şekil A.7. R407C soğutucu akışkanının soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin evaporatör sıcaklığına göre değişimi.....	45
Şekil A.8. R407C soğutucu akışkanının T-s diyagramı.....	46
Şekil A.9. R407C soğutucu akışkanının P-h diyagram.....	46



## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanların özellikleri .....	14



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

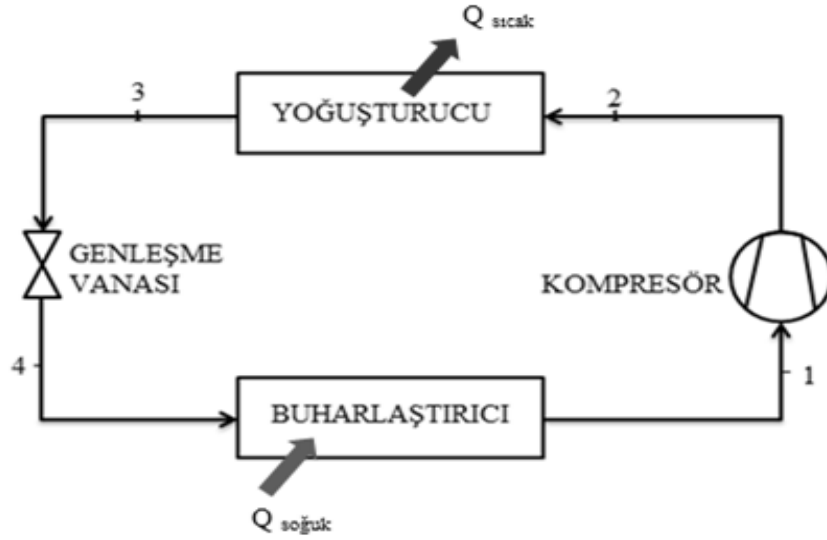
COP	Soğutma performans katsayısı
EES	Engineering equation solver
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
ODP	Ozon delme potansiyeli
a	Akış
ç	Çıkan
E	Evaporatör
Ex	Ekserji
g	Giren
g	Yerçekim ivmesi ( $m/s^2$ )
genl	Genleşme valfi
h	Entalpi (kJ/kg)
k	Kinetik
K	Kondenser
kayıp	Ekserji kaybı
komp	Kompresör
m	Kütleli debi (kg/s)
O	Çevre
P	Basınç (kPa)
p	Potansiyel
Q	Isı (kW)
R	Evrensel gaz sabiti
s	Entropi (kJ/kg.K)
soğ	Ara soğutucu
tr	Tersinir
v	Ortalama hız (m/s)
W	İş (kJ)
x	Kuruluk derecesi
z	Yükseklik (m)
$\Delta$	Fark
$\eta$	Verim

## 1. GİRİŞ

Soğutma, düşük sıcaklıktaki maddenin veya ortamın ısısının yüksek sıcaklıktaki maddeye veya ortama transfer edilmesidir. Soğutma işlemini yapan cihazlara soğutma makinaları, çalıştıkları çevrimlere soğutma çevrimleri denilmektedir. Başlıca soğutma çevrimleri, buhar sıkıştırmalı, absorpsiyonlu, gaz akışkanlı ve çok kademeli soğutma çevrimleri olarak bilinmektedir.

### 1.1. İdeal Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde soğutkan sıkıştırılmadan önce tamamen buharlaştırılır ve türbin kullanımına gerek kalmadan genişleme vanası gibi kısılma cihazı kullanılır. Şekil 1.1. de ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin tesisat şeması gösterilmektedir.



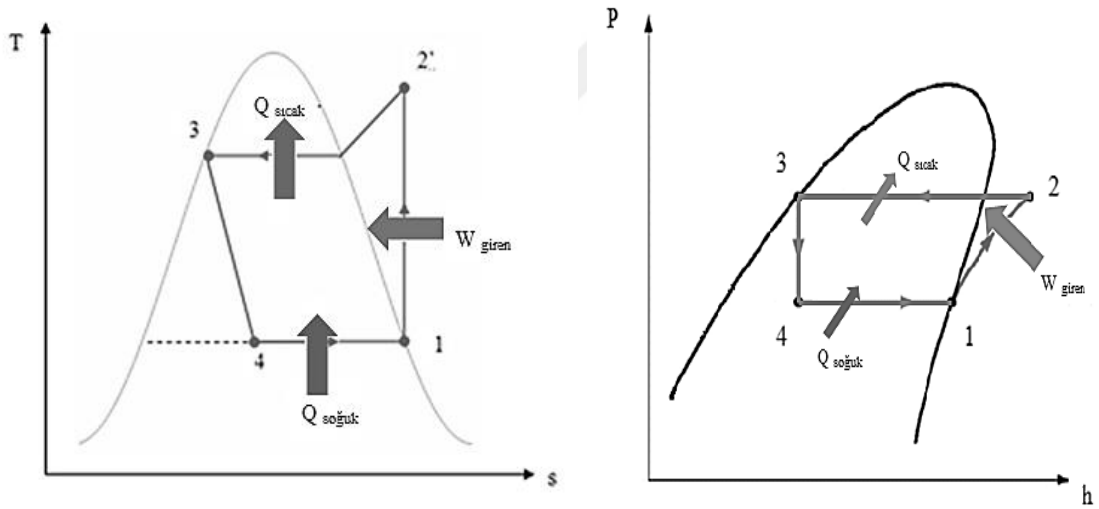
Şekil 1.1. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi tesisat şeması

Bu soğutma çevrimi dört hal değişiminden oluşmaktadır:

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucudan sabit basınçta ısı verilmesi
- 3-4 Genleşme vanasında kısılma
- 4-1 Buharlaştırıcıdan sabit basınçta ısı alınması

Soğutkan, soğutulacak olan maddelerden ısı alarak onları soğutmaya yarayan akışkanlar olarak tanımlanabilir. Soğutkan; kompresöre doymuş buhar olarak girer ve kondenser basıncına sıkıştırılır. Soğutkan kızgın buhar olarak kondensere girer ve ortama ısı vermesi sonucu doymuş sıvı olarak çıkar. Doymuş sıvı fazındaki soğutkan genişleme vanasından geçirilerek evaporatör basıncına kadar kısılır. Daha sonra soğutkan sıvı+buhar fazında evaporatöre girer ve ortamdan ısı alarak buharlaşır.

Şekil 1.2 'de gösterilen T-s diyagramında, içten tersinir hal değişimleri için eğri altında kalan alanlar ısı geçişi değerini vermektedir. 4-1 hal değişimi eğrisi altında kalan alan akışkanın buharlaştırıcıda aldığı ısıyı, 2-3 hal değişimi eğrisi altında kalan alan da akışkanın yoğuşturucudan çevreye verdiği ısıyı göstermektedir. Diğer ideal çevrimlerden farklı olarak, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi içten tersinir bir çevrim değildir. Çünkü çevrimde kullanılan kısılma vanası tersinmez bir hal değişimi içermektedir (Akbulut ve Kıncay, 2006).



Şekil 1.2. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin T-s ve P-h diyagramları

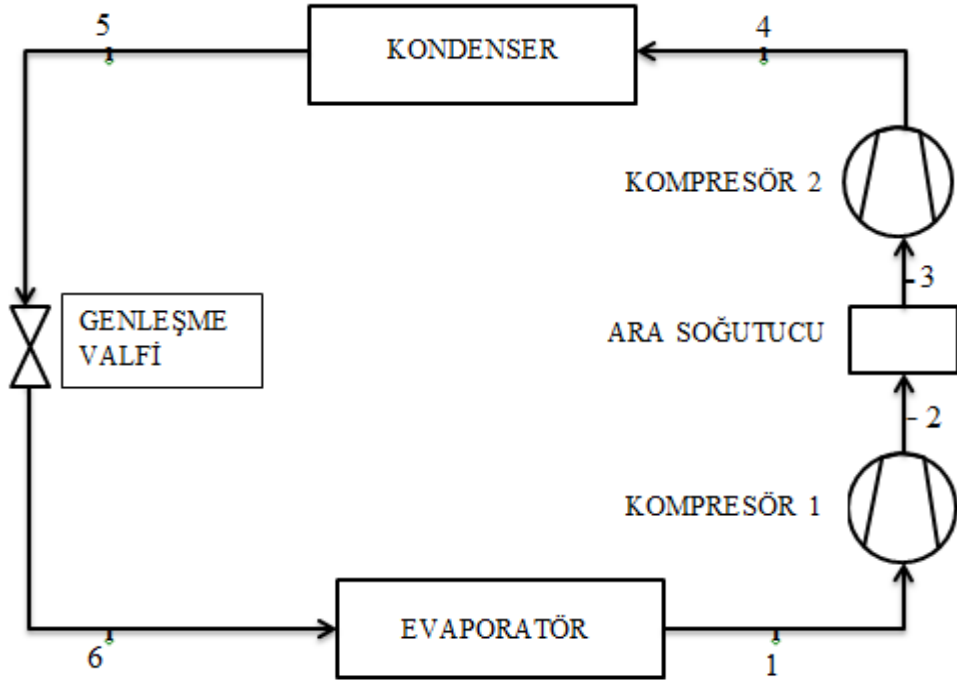
## 1.2. İki Kademeli Soğutma Çevrimi

Tek kademeli soğutma sistemleri ucuz, güvenilir ve basittirler. Endüstriyel uygulamalarda ise basitlikten çok etkinlik önemlidir. Soğutma sistemlerinde etkinliği arttırmak için ardışık soğutma sistemleri geliştirilmiştir.

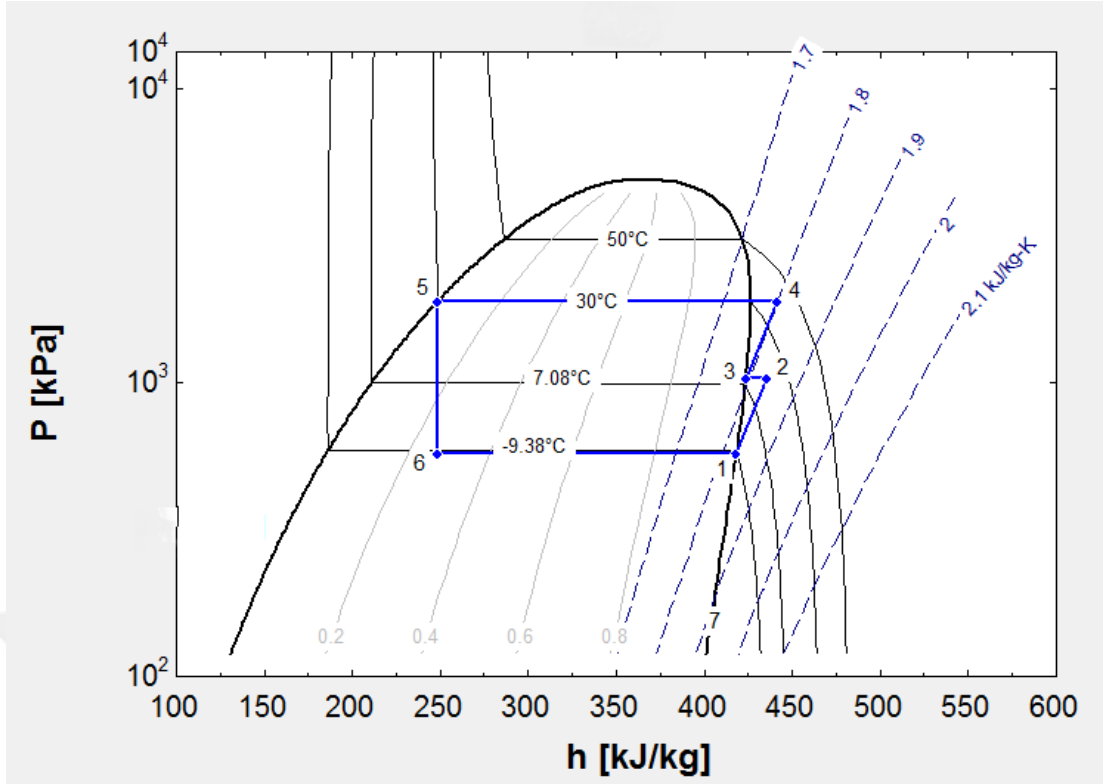
Bazı endüstriyel uygulamalar oldukça düşük sıcaklıklara gereksinim duyarlar ve uygulamanın söz konusu sıcaklık aralığı, tek kademeli soğutma çevriminin etkin

çalışabilmesi için çok büyük olabilir. Büyük bir sıcaklık aralığı aynı zamanda çevrimde büyük bir basınç aralığı ile çalışmasını ve pistonlu kompresörler için düşük bir verim ifade eder. Bu gibi durumlarda başvurulan yöntemlerden biri soğutma işlemini çok kademede gerçekleştirmektir (Çengel ve Boles, 2008).

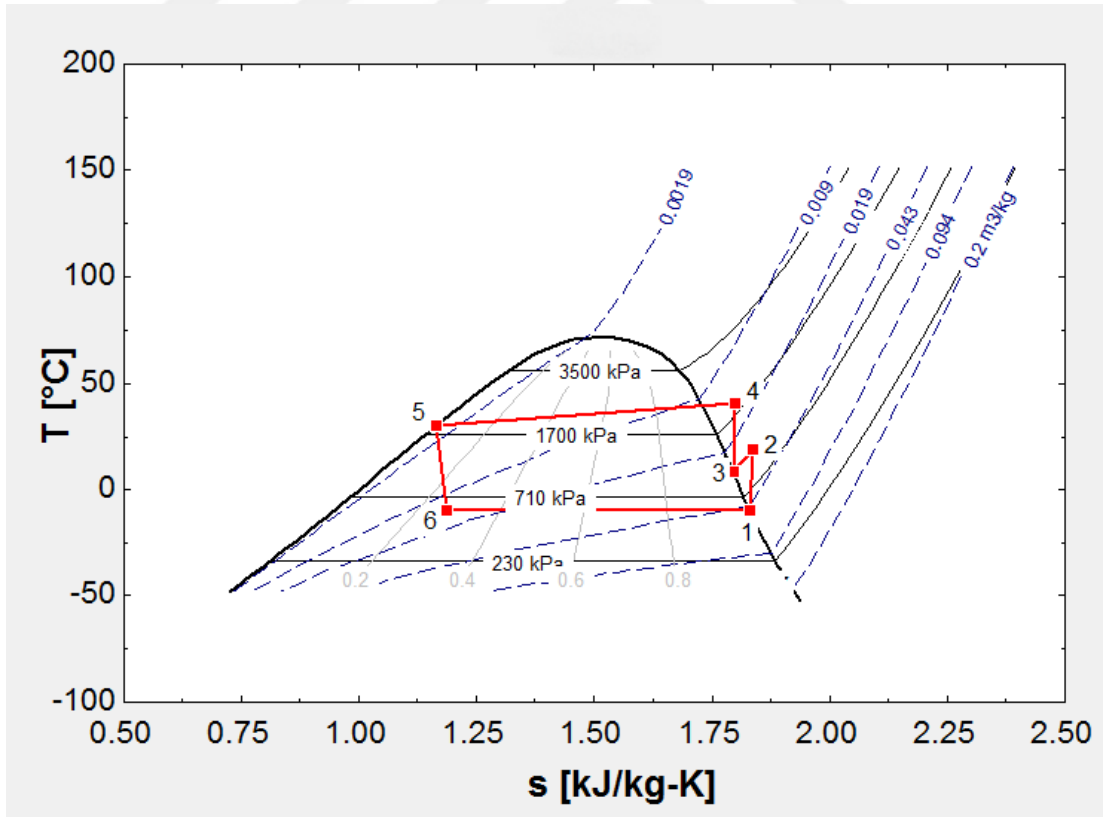
Çok kademeli çevrimler birçok şekilde gerçekleştirilebilir. Bunlar bir evaporatör iki kompresörlü, iki evaporatör bir kompresörlü, iki evaporatör iki kompresörlü veya kaskad bağlantılı sistemlerdir. Bu sistemlerde ara basınç,  $P_K$  kondenser ve  $P_E$  evaporatör basınçlarından  $P^2=P_E.P_K$  bağlantısından yaklaşık olarak belirlenebilir. Şekil 1.3’ de çift kademe sıkıştırımlı ve tek evaporatörlü sistem geliştirilmiştir. Ancak ikinci kompresöre girişte aşırı sıcaklık yükselmelerini önlemek için buharın ara soğutmaya tabi tutulması gereklidir. Çevrimin diğer aşamaları tek kademeli çevrimlerde olduğu gibidir (Bulut,2015). İki kademeli soğutma çevriminin ideal P-h ve T-s diyagramları sırası ile Şekil 1.4’ de ve Şekil 1.5’ de gösterilmektedir.



Şekil 1.3. İki kademeli soğutma çevrimi tesisat şeması



Şekil 1.4. İki kademeli soğutma çevriminin ideal P-h diyagramı



Şekil 1.5. İki kademeli soğutma çevriminin ideal T-s diyagramı



### 1.3. İki Kademeli Soğutma Çevriminin Tek Kademeli Soğutma Çevrimi İle Karşılaştırılması

Avantajlar;

- Daha az iş harcanarak sıkıştırma yapılır.
- Kompresör verimi daha büyüktür.
- Kompresör çıkış sıcaklığı daha düşüktür.
- İşletme masrafları azdır.
- Soğutma performans katsayısı büyüktür.

Dezavantajları;

- Maliyeti fazladır.

### 1.4. Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma çevriminde, ısının bir ortamdan başka bir ortama aktarılmasında soğutucu akışkanlardan faydalanılır. Genellikle bu akışkanlar bir ortamdan çektikleri ısıyı başka bir ortama faz değişimi yardımıyla aktarırlar. Bu faz değişimleri evaporatör ve kondenser devresinde gerçekleşir. Bir soğutma makinesi, kullanılacak olan soğutucu akışkanın özelliklerine göre tasarlanır.

Soğutucu akışkanların soğutma görevini yerine getirebilmesi için bazı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olmaları gerekmektedir. Soğutucu akışkanlarda aranan özellikler çalışma şartlarına göre değişir. Soğutucu akışkanın çalışma şartlarına göre bazı özellikleri daha önemlidir ve akışkanın diğer özellikleri yok sayılabilir.

Soğutucu akışkanların ozon delme potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma potansiyelinin (GWP) çevresel etkilerinin minimum düzeyde olması istenmektedir. Soğutucu akışkanların ozon tahribini belirtmek için ozon delme potansiyeli değeri kullanılmaktadır. R-11 soğutucu akışkanı içerisinde üç adet klor atomu barındırdığından dolayı ozon tabakasına en çok zarar veren akışkandır.

ODP ise R-11 soğutucu akışkanının ozon tahribinin 1 alınmasıyla oluşmuştur. Diğer tüm soğutucu akışkanların ozon tahribi R-11 soğutucu akışkanı referans alınarak ölçülür. GWP değeri küresel ısınmaya neden olan en önemli gaz olan karbondioksit referans alınarak belirlenir. Buna göre karbondioksitin GWP' si 1'dir. GWP hesapları belirli zaman aralıklarına göre yapılır. Bunun nedeni gazların atmosferde kalma sürelerinin farklı olmasındandır (Kemerli, 2013).

Soğutucu akışkanların sahip olması istenilen diğer özellikler (Koyun vd., 2005);

1. Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Hava sızmasını dolayısıyla havanın getirdiği su buharının soğuk kısımlarda katılarak işletme aksaklıklarına neden olmasını önlemek için buharlaşma basıncının çevre basıncından bir miktar üzerinde olması gerekir.
2. Düşük yoğuşma basıncı olmalıdır. Yüksek basınca dayanıklı kompresör, kondenser, boru hattı gibi tesisat olmalıdır.
3. Kimyasal olarak aktif olmamalıdır, tesisat malzemesini etkilememesi, yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi gerekir.
4. Yanıcı patlayıcı ve zehirli olmamalıdır.
5. Kaçakların kolay tespitine imkân veren özellikte olmalıdır.(Koku, renk)
6. Ucuz olmalıdır.
7. Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır.
8. Düşük donma derecesi sıcaklığı olmalıdır.
9. Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdır.
10. Özgül hacmi küçük olmalıdır.
11. Viskozitesi düşük olmalıdır.

## 2. KAYNAK ÖZETLERİ

Olcayer (2005), çalışmasında birinci ve ikinci kanun analizi yöntemleri hakkında ayrıntıya inmeden bilgiler vermekte ve ekserji analizi yöntemini derinlemesine incelemiştir. İki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmıştır. Sistemin çevrim elemanları üzerindeki ekserji kayıplarını ve sistemin soğutma performans katsayı (COP) değerini hesaplamıştır. Soğutma sisteminin soğutma performans katsayısının, ısı değiştiricilerinin verimleri ve evaporatör sıcaklığı ile doğru orantılı, kondenser ve absorber sıcaklığıyla ters orantılı olarak hareket ettiğini gözlemlemiştir. İkinci kanun verimi, sistemin COP değeri ile ters orantılı olarak değişim gösterdiğini gözlemlemiştir. Sistemde en büyük ekserji kaybının jeneratör ve absorberde olduğunu belirtmiştir.

Ünlü (2011), çalışmasında tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi kullanarak R134a soğutucu akışkanını ile R1234yf akışkanının, soğutma sistemlerinde soğutkan olarak kullanılması durumlarında enerji ve ekserji analizlerini EES (Engineering Equation Solver) programı yardımı ile hesaplamıştır. R1234yf ile R134a soğutucu akışkanlarının, kondenser sıcaklığı 30, 40 ve 50 °C’lerde sabit tutulup evaporatör sıcaklığı ile soğutma performans katsayısı, ekserji verimi ve soğutucu akışkanın kütleli debisi arasındaki ilişkileri grafikler halinde sunmuştur. Bu çalışmada R134a ve R1234yf karşılaştırdığında, R134a enerji ve ekserji verimliliği açısından, R1234yf’den daha olumlu sonuçlar verdiğini gözlemlemiştir. Çevresel açıdan olumsuz etkileri sebebi ile R134a’nın yerine R1234yf’nin kullanılması durumunda, sistem etkinliğini artırıcı bazı uygulamaların kullanılması gerektiği belirtmiştir.

Aksoy (2014), çalışmasında bir soğuk hava tesisinin iki kademeli buhar sıkıştırımlı mekanik çevrimini, enerji ve ekserji kavramları açısından incelemiştir. Deneyleri, soğuk hava tesisinin sekiz adet soğuk hava odasında sistem denge halindeyken gerçekleştirmiştir. R-717 soğutucu akışkanın hacimsel debisi bir ultrasonik debimetre ile sıvı hatlarından ölçülmüştür. Soğutucu akışkan R-717’nin entalpi, entropi ve özgül hacmi deneyler ve EES yazılımı kullanılarak hesaplamıştır. Çalışmasında, belirlenen önemli çevrim noktalarında sistem sürekli iken sıcaklık, basınç ve debi ölçümleri yapılmış ve bu veriler kullanılarak belirlenen noktaların termodinamik özelliklerini

belirlemiştir. Soğutma sistem elemanlarına ait termodinamik özellikler kullanılarak noktalarının enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Deneyler ve analizler sonucunda, soğutma sistem bileşenlerinin enerji ve ekserji kayıplarını hesaplamış ve birbirleri ile karşılaştırmıştır. En fazla kayıpların evaporatör ve kompresörlerde olduğunu tespit etmiştir. Sistemin birinci ve ikinci yasa verimlerini sırasıyla %63.71 ve 33.64 bulmuştur. Enerji ve ekserji analizlerinde kullanılan denklemleri ve sonuçları tablolar halinde vermiş ve ekserji akışını diyagram çizerek göstermiştir.

Öcal ve Pıhtılı (2014), çalışmalarında endüstriyel soğutma sistemlerinde halen yoğun olarak kullanılan R717 ve R22 soğutucu akışkanlarına alternatif olarak R600a, R290 ve R410a soğutucu akışkanlarını kullanmışlardır. Bu akışkanlar için esas alınan buhar sıkıştırılmalı açık tip ara soğutmalı tek ve çift kademeli sistemlerde termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizini yaparak sonuçlarını grafik üzerinde göstermişlerdir. Özellikle yoğuşurucu sıcaklıklarının 30-40°C ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının da -30 °C ile -50°C arasında değişmesi durumunda kademeli soğutma sistemlerinde hem R290 hem de R600a kullanılabilirken; yoğuşurucu sıcaklıklarının 40-50 °C gibi yüksek sıcaklık ve -30 °C ile -60 °C buharlaştırıcı sıcaklık aralığında R600a'nın daha iyi performans göstereceğini saptamışlardır. Bu çalışmalarında hidrokarbon grubu olan R600a ve R290'nun kompresör çıkış sıcaklığı, hacimsel verim ve ikinci kanun verimi bakımından R717 ve R22'ye alternatif olabileceği ve R410a'nın ise özellikle R22'ye alternatif olarak kullanılabileceğini vurgulamışlardır.

Fannou vd. (2015), çalışmalarında R22 soğutucu akışkanına alternatif olarak R410A ve R407C soğutucu akışkanları kullanılarak geliştirilen jeotermal destekli evaporatörün simülasyonun da karşılaştırılmalı performans analizi yapmışlardır. Analiz sonucunda, düşük soğutucu akış hızı için R410A soğutucu akışkanının R22 soğutucu akışkanından daha iyi performans gösterdiğini ancak basınç düşüşünden ve kızgınlaştırmadan dolayı R407C soğutucu akışkanının daha iyi bir alternatif akışkan olduğunu belirtmişlerdir.

Devecioğlu ve Oruç (2015), çalışmalarında çoğu deneme aşamasında olan yeni nesil düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanları sıvı yoğunluğu ve viskozite özellikleri açısından karşılaştırmışlardır. Araştırmada R134a yerine R450A, R513A, R1234yf ve R1234ze (E), R404A yerine DR-33, L40, DR-7 ve R448A, R410A

yerine DR-5 ve R447A, R22 yerine N20 ve R444B soğutucu akışkanları alternatif olarak kullanmışlardır. Çalışmalarında enerji parametreleri açısından R134a yerine R1234yf, R404A yerine L-40, R410A yerine DR- 5 ve R22 yerine R444B soğutucu akışkanlarını alternatif olarak kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Seyitoğlu ve Kılıçarslan (2015), çalışmalarında soğutucu akışkan olarak R600 (bütan), R290 (propan), R152a (HFC) ve R141b (HCFC) kullanarak buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin, ikinci kanun analizini EES yazılım programı yardımıyla yapmışlardır. Sistemde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma olduğu varsayılmış ve buna göre hesaplamalar yapmışlardır. Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin elemanlarında meydana gelen tersinmezlikleri, farklı buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarına göre incelenmişlerdir. Yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça sistem elemanlarında meydana gelen tersinmezliklerin arttığını, buharlaştırıcı sıcaklığının artırılması ile sistem elemanlarında meydana gelen tersinmezliklerin azaldığını gözlemlemişlerdir. En düşük tersinmezliğin, çalışmada kullanılan bütün soğutucu akışkanlar için flash tank da meydana geldiğini belirtmişlerdir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının artırıldığında sistemin en düşük toplam tersinmezlik değerleri R141b soğutucu akışkanı kullanıldığında gerçekleştiğini belirtmişlerdir.

Yılmaz vd. (2017), çalışmalarında yüksek sıcaklık çevriminde R404A, düşük sıcaklık çevriminde ise R508B akışkanının kullanıldığı iki kademeli bir soğutma sistemini termodinamik olarak incelemişlerdir. EES (Engineering Equation Solver) yazılımı kullanarak ultra düşük oda sıcaklıklarında çalışan bir soğutma sistemine ait elemanların enerji ve ekserji analizi yapmışlardır ve sonuçları irdelenmişlerdir. Gerçekleştirilen çalışmada kaskat ısı değiştiricisindeki buharlaşma sıcaklığının artışı sistem performansını arttırmakta kaskat ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkının artışının ise performans değerini azalttığını gözlemlemişlerdir. Sistem performansının ise -30 °C ile -35 °C arasındaki kaskat ısı değiştirici buharlaşma sıcaklığında azami değerine ulaştığı sonucuna varmışlardır.

Chen vd. (2017), çalışmalarında soğutucu akışkan olarak Amonyak (R717) kullanarak mikro trijenerasyon sisteminde sıkıştırma işlemini iki kademede gerçekleştirerek sistemin performans analizini yapmışlardır. Sıkıştırma işlemi ilk

olarak mekanik kompresör ile ikinci olarak ise ejektör kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Orta basınç, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının soğutma sisteminin karakteristiği üzerine etkisi incelemiştir. Yapılan analizler sonucu elde edilen veriler, 10 kW kapasiteli mikro trijenerasyon sistemlerinde uygulamaya yönelik pilot küçük ölçekli iki kademeli soğutma ünitesi için gerekli bilgileri sağlar. İki kademeli soğutma sisteminin kullanılması, aynı çalışma koşulları altında elektrikli buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine kıyasla elektrik tüketiminin % 34,5 oranına kadar azalmaya izin verir.

Sánchez vd. (2017), çalışmalarında soğutucu akışkan R134a'nın alternatifleri olarak düşük GWP değerine sahip R1234yf, R1234ze, R600a, R290 ve R152a soğutucu akışkanları kullanılarak aynı çalışma koşulları altında hermetik bir kompresör ile donatılmış soğutma tesisinde enerji performans değerlendirmesi yapmışlar elde edilen sonuçları grafik şeklinde sunarak yorumlamışlardır. Soğutma tesisinin enerji tüketimi ve soğutma kapasitesi göz önüne alındığında R1234yf ve R152a soğutucu akışkanlarının R134a için alternatif olduğunu, R1234ze (E), R600a ve R290soğutucu akışkanlarının ise alternatif olmadığını belirtmişlerdir.

Shaik ve Babu (2017), çalışmalarında R407C ve farklı bileşimlerde kullanılan R1270, R290, RE170, R134a ve R32'den oluşan soğutucu karışımlarını R22 soğutucu akışkanına alternatif olarak kullanarak standart bir buhar sıkıştırma soğutma döngüsünün termodinamik performansını hesaplamışlardır. Dört yeni soğutucu akışkanın tümü R22' ye kıyasla sıfır ODP ve düşük GWP' ye sahiptir. Soğutucu akışkanların termodinamik analizini, yoğuşma sıcaklığı 54.4 °C'de buharlaşma sıcaklığında 7.2 °C'de iken değerlendirmişlerdir. Çalışma sonucunda, %55 R134a, %37.5 R1270 ve %7.5 RE170 oranındaki soğutucu karışımın soğutma performans katsayısını 5 olarak hesaplamışlardır. R22 soğutucu akışkanına göre %55 R134a, %37.5 R1270 ve %7.5 RE170 oranındaki soğutucu karışımının kompresör çıkış sıcaklığının 11.9 °C daha düşük olduğunu ve bu karışımın kompresörün ömrünü uzattığını belirtmişlerdir. Soğutucu karışımın GWP değerinin R22 soğutucu akışkanına kıyasla düşük olduğunu gözlemlemişlerdir.

Gaurav ve Kumar (2018), çalışmalarında buhar sıkıştırma sisteminin simülasyonun da R134a referans alınarak toplam otuz bir soğutucu akışkanı basınç oranı, kütle akış

hızı, soğutma kapasitesi, ekserji verimi ve yıkımı gibi çeşitli parametreler ile test etmişlerdir. Soğutucu akışkanlar arasında R290'nın soğutma performans katsayısının en yüksek, verimlilik hatasının en düşük olmasına rağmen yüksek hacimsel soğutma ve yanıcılık değeri nedeniyle R134a'ya alternatif olarak kullanılamayacağını belirtmişlerdir. R134a'nın en iyi alternatifin %40 R134a, %22 R1234yf ve %38 R1234ze oranlarındaki soğutucu akışkan karışımının olduğu bildirmişlerdir.

Ansari vd. (2018), çalışmalarında buhar emme soğutma sistemi ve buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi içeren hibrid kaskadlı soğutma sisteminin matematiksel bir model kullanarak enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Çalışmalarında sıfır ODP ve düşük GWP özelliklerinden dolayı R134a, R 32 ve R1234yf soğutucu akışkanlarını kullanmışlardır. Hibrid kaskadlı soğutma sisteminin optimum jeneratör sıcaklığının, maksimum performans katsayısının ve maksimum ekserji verimliliğinin çevre dostu üç soğutucu akışkan için aynı olduğunu belirtmişlerdir. Hibrid kaskadlı soğutma sisteminde kullanılan R134a soğutucu akışkanının sistem performansının R32 ve R1234yf akışkanlarına kıyasla daha iyi olduğunu gözlemlemişlerdir. R1234yf soğutucu akışkanının düşük sıcaklıklarda kullanılamayacağını, R32'nin düşük sıcaklık uygulamaları için R134a'ya göre daha iyi sonuç vereceğini belirtmişlerdir.

Mancuhan (2019), çalışmasında farklı soğutucu akışkanlar kullanarak bir flaş ara soğutmalı iki kademeli soğutma sisteminde düşük ve orta sıcaklıktaki soğutucuların termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizlerini yaparak karşılaştırmış. Bu çalışmada kondenser sıcaklığı arttıkça COP değerinde azalma, toplam ekserji kaybında artış, evaporatör sıcaklığı azaldıkça ekserji kaybının arttığı gözlemlemiştir.

Sun vd. (2019), çalışmalarında kaskad soğutma sistemi için alçak sıcaklık döngüsünde R23, R41 ve R170 soğutucu akışkanları, yüksek sıcaklık döngüsünde R32, R1234yf, R1234ze, R161, R1270, R290 ve R717 soğutucu akışkanlarını kullanmışlardır. Kaskad soğutma sisteminde soğutucu akışkanların potansiyelini değerlendirmek ve hangi soğutucu akışkan çiftinin daha iyi performans gösterdiğini bulmak için enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Çalışmaların sonucunda R161'in yüksek sıcaklık döngüsünde, R41 ve R170'in düşük sıcaklık döngüsünde kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir. İnceledikleri soğutucu akışkan gruplarından, R41/R161 ve R170/R161'in kaskad soğutma sisteminde kullanılmasını

önermişlerdir. Kaskad soğutma sisteminde R41/R161'in kullanılmasının, COP ve termodinamik performansın iyileştirilmesinde diğer soğutucu akışkanlara göre üstün olduğunu ve ekserji kaybının donanımlar arasında en çok kondenser de olduğunu belirtmişlerdir. Kaskad soğutma sisteminde düşük GWP soğutucu akışkan çiftlerinin seçimi için teorik bir temel sağladığını ortaya koymuşlardır.

Singh vd. (2019), çalışmalarında Toplu tip açık çevrim ısı pompası kurutucusunun modelini, R134a ile kurutmanın yerine umut vaat eden düşük GWP değerine sahip R290, R600a, R32, R152a ve R1234yf soğutucu akışkanlarını kullanarak sistem performanslarını ve yiyecek kalitesini incelemek için yapmışlardır. R134a kullanarak, ısı pompası kurutucu test tesisinin model doğrulamasını yapmışlardır. Kuruma süresi ve malzeme nemi içeriğinin performans katsayısı, nem çekme oranı, spesifik nem çekme oranı, spesifik enerji tüketimi, kurutma verimliliği, ekserji yıkımı, ekserji verimliliği ve ürün suyu aktivitesi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlar, nem çekme oranının R32 için maksimum, spesifik nem çekme oranının R152a için maksimum, spesifik enerji tüketimi R152a için minimum, kurutma verimi R152a için maksimum ve ekserji yıkımı R152a için minimumdur. R152a'nın performansı, düşük GWP ve yanıcılığının düşük olması dikkate alınarak ısı pompası kurutucusu için potansiyel bir seçenek olabileceğini belirtmişlerdir.

Wang vd. (2019), çalışmalarında Endüstriyel proseslerde düşük dereceli atık ısısının geri kazanılması için, üç fazlı bir asenkron jeneratör ile entegre edilmiş radyal türbinli 300 kW'lık bir organik Rankine çevrimi ünitesinde deneysel araştırma yapmışlardır. Çalışma sıvısı olarak R245fa soğutucu akışkanı ve düşük dereceli atık ısı kaynağında sıcak su kullanılmışlardır. Isı kaynağının çeşitli çalışma parametrelerinde organik Rankine çevriminin performans değişimlerini değerlendirmişlerdir. Deneysel araştırmada, maksimum elektrik gücünü ısı kaynağı sıcaklığı 121 °C olduğunda 301 kW olarak elde etmişlerdir. Türbinin izantropik verimini %88.6, brüt üretim verimini %9.4 olarak hesaplamışlardır. Organik Rankine çevrimin teorik termodinamik sınırı maksimum Carnot veriminin %23.9 iken mevcut deneyde ise Carnot veriminin %40.5' ini oluşturduğunu belirtmişlerdir.



Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde alternatif soğutucu akışkanlarla çalışan iki kademeli ve ara soğutmalı soğutma sistemlerin termodinamik analizi konusunda bazı çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar, alternatif soğutucu akışkanlarla çalışan iki kademeli ve ara soğutmalı soğutma sistemlerinin enerji-ekserji analizi konusunda literatüre katkı sağlayacaktır.



### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Soğutucu akışkan olarak ODP değerleri aynı, GWP değerleri farklı R32, R410A, R407C, R245fa, R290, R507A, R717, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanları kullanılarak iki kademeli soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılarak hesaplanmıştır.

Aynı çalışma şartlarında, farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak sistemin soğutma performans katsayısı ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Soğutma sistemini oluşturan her bir elemanın ekserji kayıpları belirlenmiştir.

#### 3.1. İki Kademeli Soğutma Sistemi Termodinamik Analizinde Kullanılan Alternatif Akışkanların Özellikleri

Soğutucu akışkanların sahip olması istenilen özelliklere *Giriş* bölümünde değinilmiştir. Bu çalışmada kullanılan akışkanlar ve akışkanların özellikleri aşağıda Çizelge 3.1’de belirtilmiştir

Çizelge 3.1. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanların özellikleri

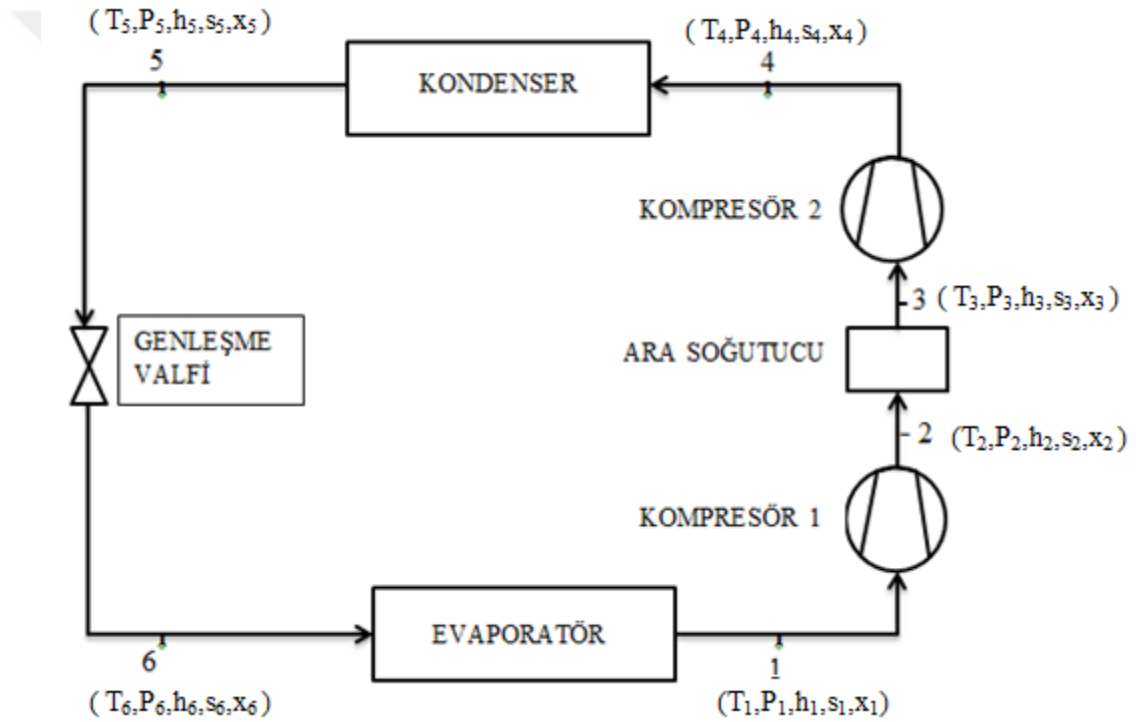
Akışkanlar	ODP	GWP	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınç (kPa)
R32	0	675	78	5800
R410A	0	2088	71	4900
R407C	0	1774	86	4600
R245fa	0	1030	154.01	3651
R290	0	3	97	4300
R507A	0	3985	71	3700
R717	0	0	132	11300
R1234yf	0	4	95	3400
R1234ze	0	6	109	3600

Bu çalışmada GWP değeri düşük olan soğutucu akışkanlar kullanılarak iki kademeli soğutucu sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

R1234yf alternatif akışkanı yeni nesil soğutucu akışkan ve ODP, GWP değerlerinin düşük olması sebebi ile çalışmada referans akışkan olarak belirlenmiştir.

### 3.2. Farklı Alternatif Akışkanlar Kullanılarak İki Kademeli Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi

Bu çalışmanın amacı iki kademeli soğutma sistemlerinde kullanılan ODP ve GWP'leri farklı alternatif akışkanların, aynı çalışma şartlarında soğutma performans katsayısı değerleri karşılaştırılarak çevrimin enerji ve ekserji analizi yapılarak alternatif akışkana bağlı olarak değişimi göstermektir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. İki kademeli soğutma çevrimi

Çok kademeli çevrimler farklı şekillerde gerçekleştirilebilir. Bu çalışmada bir evaporatör iki kompresörlü sistem kullanılmıştır. Sistem şemasında gösterilen her bir noktanın sıcaklık ( T ), basınç ( P ), entalpi ( h ), entropi ( s ) ve kuruluk derecesi ( x ) hesaplanmıştır.

Bu çalışmadaki çözümler EES (Engineering Equation Solver) programı ile bilgisayar ortamında yapılmıştır. EES cebirsel ve diferansiyel denklemleri sayısal

olarak çözebilen, termodinamik çözümler yapabilen ve analizlerin grafik üzerine aktarılmasını sağlayan bir programdır.

### **3.2.1. Farklı alternatif akışkanlar kullanılarak iki kademeli soğutma sisteminin enerji analizi**

Farklı alternatif akışkanlar kullanılarak, iki kademeli soğutma sisteminin enerji analizinin yapılabilmesi için yapılan bazı kabuller aşağıda verilmiştir.

- Evaporatör sıcaklığı (1 noktası); -10 °C
- Kondenser sıcaklığı (5 noktası); 30 °C
- Kompresör izantropik verimi; 0.9
- Evaporatör tarafından çekilen ısı; 8 kW

Çevrimde yapılan kabuller;

- Evaporatörden çıkan alternatif akışkan doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır.
- İki kompresörde izantropiktir.
- Kondenserden çıkan alternatif akışkan doymuş sıvı şartlarındadır.
- Ortam sıcaklığı 25 °C kabul edilmiştir.
- Ortam basıncı atmosfer basıncı olarak kabul edilmiştir.

İki kademeli soğutma sisteminin enerji analizi önceden belirlenen referans değerler ile yapılan kabuller yardımıyla EES programında çözümlenmiştir. Bu çözümler sonucunda her bir noktanın basınç, sıcaklık, entalpi, entropi ve kuruluk derecesi gibi termodinamik özellikleri hesaplanmıştır.

İki kademeli soğutma sistemlerinde ısı eşanjörü gibi görev yapan bir ara soğutucu mevcuttur. Bu ara soğutucu, alçak basınç kompresörünün çıkışındaki kızgınlığı alır ve doymuş buhar fazındaki alternatif akışkan yüksek basınç kompresörüne gönderilir. Ara soğutucu elemanın basıncı kondenser ile evaporatör basınçlarının arasında olmalıdır. Bu basınç, deneysel bir ifadeyle aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Çengel ve Boles, 2008).

$$\frac{P_{soğ}}{P_E} = \frac{P_K}{P_{soğ}} \rightarrow P_{soğ} = \sqrt{P_E \cdot P_K} \quad (3.1)$$

$P_{soğ}$ : Ara soğutucunun basıncı (kPa)

$P_E$ : Evaporatör basıncı (kPa)

$P_K$ : Kondenser basıncı (kPa)

İki kademeli soğutma sisteminin her bir elemanına kütle korunumu kanunu uygulanmıştır.

$$\Sigma \dot{m}_g - \Sigma \dot{m}_ç = 0 \quad (3.2)$$

$\dot{m}_g$ = giren kütleli debi (kg/s)

$\dot{m}_ç$  = çıkan kütleli debi (kg/s)

İki kademeli soğutma sisteminin her elemanına termodinamiğin birinci yasası uygulanır.

$$(\Sigma Q_g - \Sigma Q_ç) + \dot{W} + (\Sigma \dot{m}_g \cdot h_g - \Sigma \dot{m}_ç \cdot h_ç) = 0 \quad (3.3)$$

Formüldeki Q ısı yükünü (kW), W işi (kJ), h entalpiyi (kJ/kg) ve  $\dot{m}$  kütleli debiyi (kg/s) temsil eder.

Soğutma sisteminin elemanlarına uygulanan kütle ve enerji denklemleri aşağıda verilmiştir.

Evaporatör ısı yükü;

$$Q_E = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6) \quad (3.4)$$

Birinci kompresörün gücü;

$$W_{komp1} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.5)$$

Soğutucu ısı yükü;

$$Q_{soğ} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.6)$$

İkinci kompresörün gücü;

$$W_{komp2} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) \quad (3.7)$$

Kondenser ısı yükü;

$$Q_K = \dot{m} \cdot (h_6 - h_5) \quad (3.8)$$

Toplam kompresör gücü;

$$W_{Tkomp} = W_{komp1} + W_{komp2} \quad (3.9)$$

İki kademeli soğutma çevrimi için soğutma performans katsayısı (COP), evaporatör ısı yükünün toplam kompresörün gücü olarak tanımlanır.

Soğutma performans katsayısı (COP);

$$COP = \frac{Q_E}{W_{Tkomp}} \quad (3.10)$$

İki kademeli soğutma sisteminde farklı alternatif akışkanlar kullanılarak soğutma performans katsayısı değerleri karşılaştırmalı olarak araştırma bulguları bölümünde verilmiştir.

### **3.2.2. Farklı alternatif akışkanlar kullanılarak iki kademeli soğutma sisteminin ekserji analizi**

Ekserji, bir çevrede bulunan sistemin iş potansiyelini ve sistemin, çevre ile dengeye gelmesiyle elde edilen yararlı iş miktarını temsil eder. Çevre ile dengede olan sistemin ekserjisi sıfırdır. Sistemler arasında ekserji; entropi, enerji, kütle ve diğer

sistem özellikleriyle aktarılır. Sistemin, termodinamik açıdan herhangi bir iş yapamadığı süreçte çevrenin hali “ölü hal” olarak adlandırılır (Çengel ve Boles, 2008).

Bir sistemin ölü halde olması, çevresi ile termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü haldeki bir sistem, çevresinin sıcaklığı ve basıncındadır, çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjiye sahip değildir ve çevresi ile tepkimeye girmez. Aynı zamanda sistem ve çevresi arasında dengelenmemiş manyetik, elektrik ve yüzeysel gerilme etkileri yoktur. Ölü haldeki sistemin özellikleri, örneğin  $P_0$ ,  $T_0$ ,  $h_0$ ,  $u_0$  ve  $s_0$  özelliklerinde olduğu gibi sıfır alt indisi ile gösterilir. Aksi belirtilmedikçe, ölü hal sıcaklığı ve basıncı  $T_0=25$  °C ve  $P_0=1$  atm (101.325 kPa) olarak kabul edilecektir. Bir sistemin ölü haldeki kullanılabilirliği sıfırdır (Çengel ve Boles, 2008).

Ekserji, manyetik, nükleer, yüzey gerilimi ve elektriksel etkilerinin gerçekleşmemesi durumunda; kimyasal potansiyel, kinetik ve akış (fiziksel) ekserji bileşenlerinden oluşmaktadır.

$$E_{X_{toplam}} = E_{X_p} + E_{X_k} + E_{X_a} + E_{X_{ki}} \quad (3.11)$$

Denklem de kinetik ekserji  $E_{X_k}$ , potansiyel ekserji  $E_{X_p}$ , kimyasal ekserji  $E_{X_{ki}}$  ve akış (fiziksel) ekserji  $E_{X_a}$  terimleri ile gösterilmektedir.

Kinetik enerji ve potansiyel enerji çevrenin basınç ve sıcaklık değerlerinden bağımsızdır. Enerjilerin tamamının işe çevrilmesi mümkündür. Kinetik ekserji ve potansiyel ekserji aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$E_{X_p} = g \cdot z \quad (3.12)$$

$$E_{X_k} = \frac{1}{2} \cdot V^2 \quad (3.13)$$

Burada  $V$  akış yönünde ortalama hız (m/s),  $z$  yükseklik (m),  $g$  yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ )' dir.

Akış (fiziksel ) ekserji, basıncı ve sıcaklığı bilinen bir sistemin, basınç ve sıcaklık olarak çevre ( $P_0, T_0$ ) ile dengeye getirildiğinde sistemden elde edilen en fazla yararlı iş olarak tanımlanır. Özgül akış ekserji aşağıdaki gibi ifade edilir. Bu çalışmada akış ekserji hesaplamaları yapılmıştır (Çengel ve Boles, 2008).

$$EX_A = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (3.14)$$

Kotas (1995), ideal gazın molar kimyasal ekserjisini aşağıdaki gibi ifade etmiştir.

$$EX_{ki} = R \cdot T_0 \ln \frac{P_0}{P} \quad (3.15)$$

Buradaki  $R$  evrensel gaz sabiti,  $s$  ve  $h$  indisleri mevcut durumdaki entropi ve entalpiyi,  $T_0$ ,  $s_0$  ve  $h_0$  ise  $T_0$ ,  $P_0$  çevre şartlarındaki akışkanın entropi, entalpi ve sıcaklığını temsil etmektedir.

Ekserji ısı, iş ve kütle akışı olmak üzere 3 şekilde transfer edilebilir;

Çevre sıcaklığı ile çevrim sıcaklığı arasında çalışan ısı makinasının ekserji geçişi ısı transferi ile gerçekleşir.

$$\text{Isı transferi ile ekserji geçişi: } EX_{ısı} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (3.16)$$

$Q$  birim zamandaki ısı geçişini,  $T$  çevrim sıcaklığını ve  $T_0$  çevre sıcaklığını ifade eder.

Hacim değişikliği geçiren kapalı sistemlerde ekserji geçişi iş ile gerçekleşir.

$$\text{İş ile ekserji geçişi: } EX_{iş} = \left( \frac{W - W_{çevre}}{W} \quad \begin{matrix} \text{sınır işi} \\ \text{diğer işler} \end{matrix} \right)$$

Kütle enerjiye sahip olduğu gibi ekserjiye de sahiptir bu yüzden sistemin kütle ile ekserji geçişi kütleli debisiyle doğru orantılıdır.  $\dot{m}$  kütleli debiyi ifade eder.



$$\text{Kütle ile ekserji geçişi: } Ex_{\text{kütle}} = \dot{m} \cdot Ex \quad (3.17)$$

İki kademeli soğutma sisteminin (Şekil 3.1) her bir noktasının kütle ile ekserji geçişi hesaplaması aşağıdaki gibidir.

$$Ex_1 = \dot{m} \cdot [ ( h_1 - h_0 ) - T_0 \cdot ( s_1 - s_0 ) ] \quad (3.18)$$

$$Ex_2 = \dot{m} \cdot [ ( h_2 - h_0 ) - T_0 \cdot ( s_2 - s_0 ) ] \quad (3.19)$$

$$Ex_3 = \dot{m} \cdot [ ( h_3 - h_0 ) - T_0 \cdot ( s_3 - s_0 ) ] \quad (3.20)$$

$$Ex_4 = \dot{m} \cdot [ ( h_4 - h_0 ) - T_0 \cdot ( s_4 - s_0 ) ] \quad (3.21)$$

$$Ex_5 = \dot{m} \cdot [ ( h_5 - h_0 ) - T_0 \cdot ( s_5 - s_0 ) ] \quad (3.22)$$

$$Ex_6 = \dot{m} \cdot [ ( h_6 - h_0 ) - T_0 \cdot ( s_6 - s_0 ) ] \quad (3.23)$$

Kütle ile ekserji geçişi denklemlerindeki  $Ex$  ekserjiyi,  $\dot{m}$  kütleli debiyi,  $T_0$  çevre sıcaklığını,  $h$  entalpiyi,  $s$  entropiyi,  $h_0$  çevre şartlarındaki entalpiyi ve  $s_0$  çevre şartlarındaki entropiyi temsil eder.

Ekserji dengesi ( $\Delta Ex$ ) sistemin hal değişimi sırasındaki sisteme giren enerji ile çıkan enerji ve kayıp olan ekserji ( $Ex_{\text{kayıp}}$ ) arasındaki farka eşittir. Kayıp olan ekserji ( $Ex_{\text{kayıp}}$ ) diğer bir değişle tersinmezliği ifade eder (Çengel ve Boles, 2008).

$$\text{Ekserji dengesi: } \Sigma \left( 1 - \frac{T_0}{T_K} \right) Q - W + \Sigma_g \dot{m} Ex_{\text{kütle}} - \Sigma_{\text{ç}} \dot{m} Ex_{\text{kütle}} - Ex_{\text{kayıp}} = 0 \quad (3.24)$$

İki kademeli soğutma sisteminin (Şekil 3.1) her bir elemanın ekserji dengesi ve ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

Birinci kompresörün ekserji dengesi denklemi

$$Ex_{\text{kayıpkomp1}} = Ex_1 - Ex_2 + W_{\text{komp1}} \quad (3.25)$$

Ara Soğutucunun ekserji dengesi denklemi

$$EX_{\text{kayıpsog}} = EX_2 - EX_3 - Q_{\text{soğ}} \cdot \left( 1 - \left( \frac{T_0}{T_3} \right) \right) \quad (3.26)$$

İkinci kompresörün ekserji dengesi denklemi

$$EX_{\text{kayıpkomp2}} = EX_3 - EX_4 + W_{\text{komp2}} \quad (3.27)$$

Kondenserin ekserji dengesi denklemi

$$EX_{\text{kayıpk}} = EX_4 - EX_5 - Q_{\text{soğ}} \cdot \left( 1 - \left( \frac{T_0}{T_5} \right) \right) \quad (3.28)$$

Genleşme valfinin ekserji dengesi denklemi

$$EX_{\text{kayıpgenl}} = EX_5 - EX_6 \quad (3.29)$$

Evaporatörün ekserji dengesi denklemi

$$EX_{\text{kayıpe}} = EX_6 - EX_1 + Q_E \cdot \left( 1 - \left( \frac{T_0}{T_E} \right) \right) \quad (3.30)$$

Denklemlerdeki  $EX_{\text{kayıp}}$  her bir sistem elemanı için ekserji kaybını,  $EX$  giren/çıkan ekserjiyi,  $Q_E$  evaporatör ısı yükünü,  $Q_{\text{soğ}}$  soğutucu ısı yükünü,  $T_0$  çevrenin sıcaklığını,  $T$  her bir noktanın sıcaklığını ve  $W_{\text{komp}}$  kompresörlerin işini temsil eder.

İki kademeli soğutma sisteminin ekserji kaybı aşağıdaki gibidir.

$$EX_{\text{kayıptop}} = EX_{\text{kayıpkomp1}} + EX_{\text{kayıpsog}} + EX_{\text{kayıpkomp2}} + EX_{\text{kayıpk}} + EX_{\text{kayıpgenl}} + EX_{\text{kayıpe}} \quad (3.31)$$

$EX_{\text{kayıptop}}$  iki kademeli soğutma sisteminin toplam ekserji kaybını ifade eder.

Soğutma sistemlerinin ikinci yasa verimi soğutma performans katsayısı ile ifade edilebilir. Tersinir soğutma performans katsayısı  $COP_{tr}$ , aşağıdaki şekilde ifade edilir(Çengel ve Boles, 2008).

$$COP_{tr} = \frac{1}{1 - \frac{T_E}{T_K}} \quad (3.32)$$

$T_E$ ,  $T_K$  evaporatör ve kondenser sıcaklığını ifade eder.

İki kademeli soğutma sisteminin ikinci yasa verimi aşağıda ifade edilmiştir.

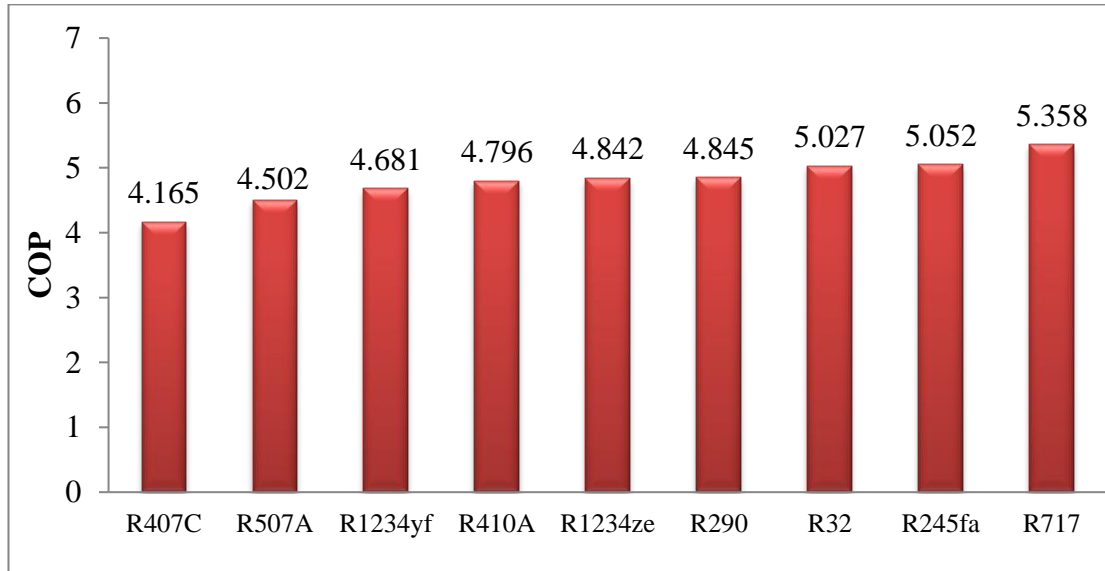
$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{tr}} \quad (3.33)$$

#### 4. BULGULAR

İki kademeli soğutma sisteminde ODP değerleri aynı, GWP değerleri farklı alternatif akışkanlar kullanılarak aynı çalışma şartları altındaki sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Bu analizde alternatif akışkanlara ait termodinamik özellikleri hesaplanırken EES isimli mühendislik programı kullanılmıştır. Elde edilen analiz sonuçları tablolar ve grafikler yardımıyla değerlendirilmiştir.

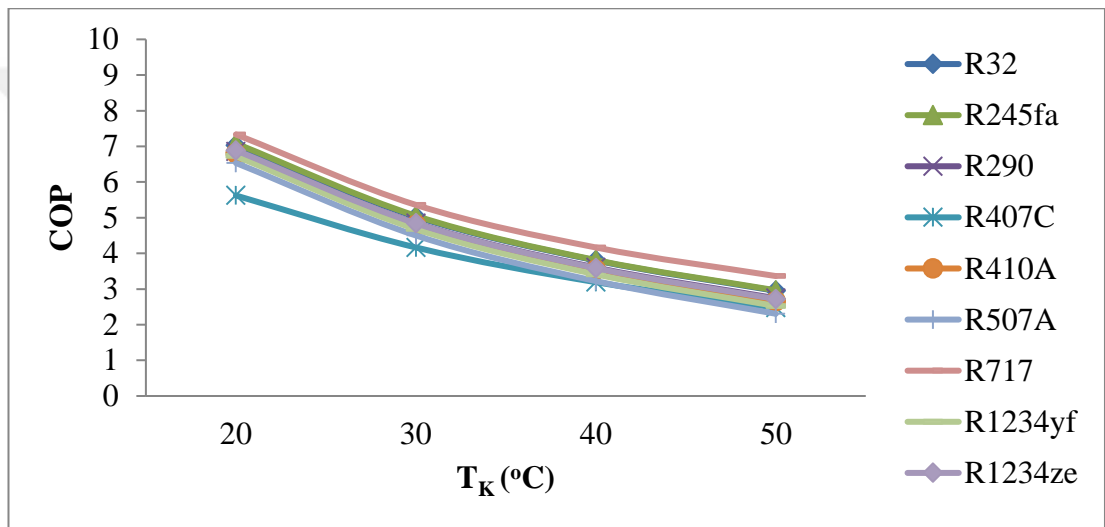
İki kademeli soğutma sisteminde kullanılan alternatif akışkanların termodinamik özelliklerine göre soğutma performans katsayısı (COP) değeri değişmektedir.

Çalışmada kullanılan alternatif akışkanlar (Çizelge 3.1) arasında, ODP ve GWP değeri en düşük olan ve doğal bir akışkan olarak kabul edilen R717'nin soğutma performans katsayısı 5.358, GWP değeri en yüksek olan R507A'nın soğutma performans katsayısı 4.502 olarak belirlenmiştir. Referans akışkan olarak belirlenen R1234yf'nin soğutma performans katsayısı 4.681 olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.1' de aynı çalışma şartları altındaki alternatif akışkanların soğutma performans katsayısı değerinin en fazla R717'de, en az ise R407C'de olduğu görülmektedir.

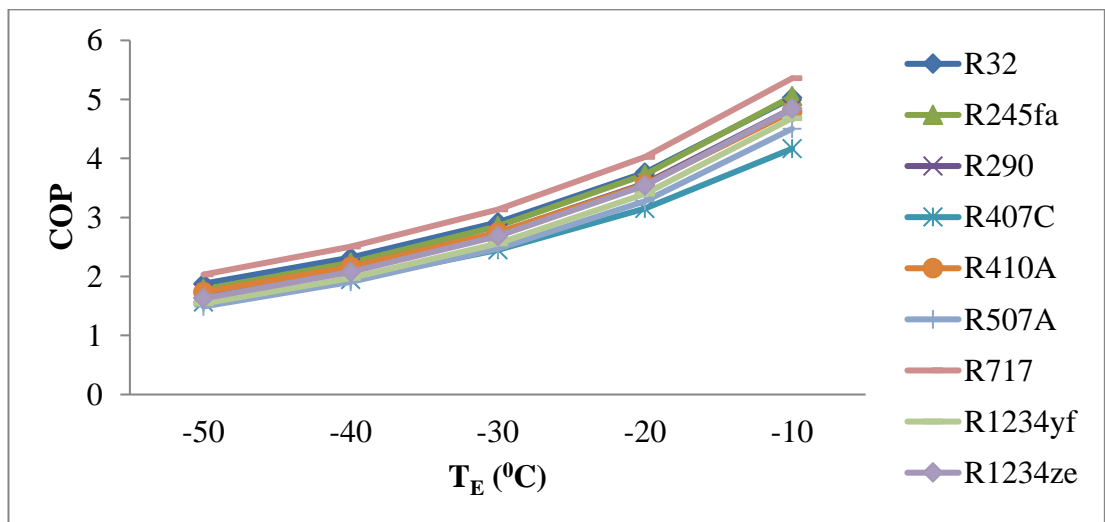


Şekil 4.1. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanların soğutma performans katsayıları

Şekil 4.2' de alternatif soğutucu akışkanlarla çalışan soğutma sisteminde kondenser sıcaklığı ile soğutma performans katsayısının ters orantılı, Şekil 4.3' de evaporatör sıcaklığı ile soğutma performans katsayısının ise doğru orantılı olduğu görülmektedir. Soğutma sisteminde kullanılan alternatif akışkanlardan, Şekil 4.2' de kondenser sıcaklığı arttıkça soğutma performans katsayısında 4.229 farkla en fazla değişim R507A'da, 3.144 farkla en az değişim ise R407C'de görülmektedir. Şekil 4.3' de evaporatör sıcaklığı arttıkça soğutma performans katsayısında 3.326 farkla en fazla değişim R717'de, 2.597 fark ile en az değişim R407C alternatif akışkanında görülmektedir.

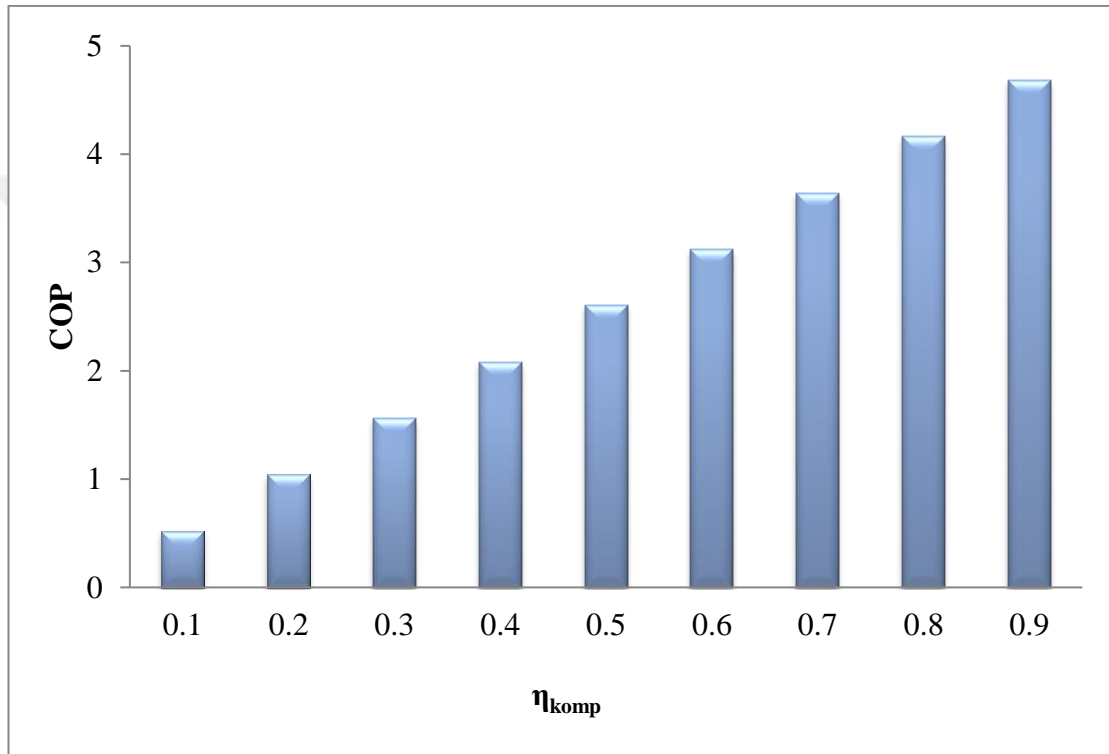


Şekil 4.2. Alternatif akışkanların kondenser sıcaklığına göre soğutma performans katsayılarının değişimi



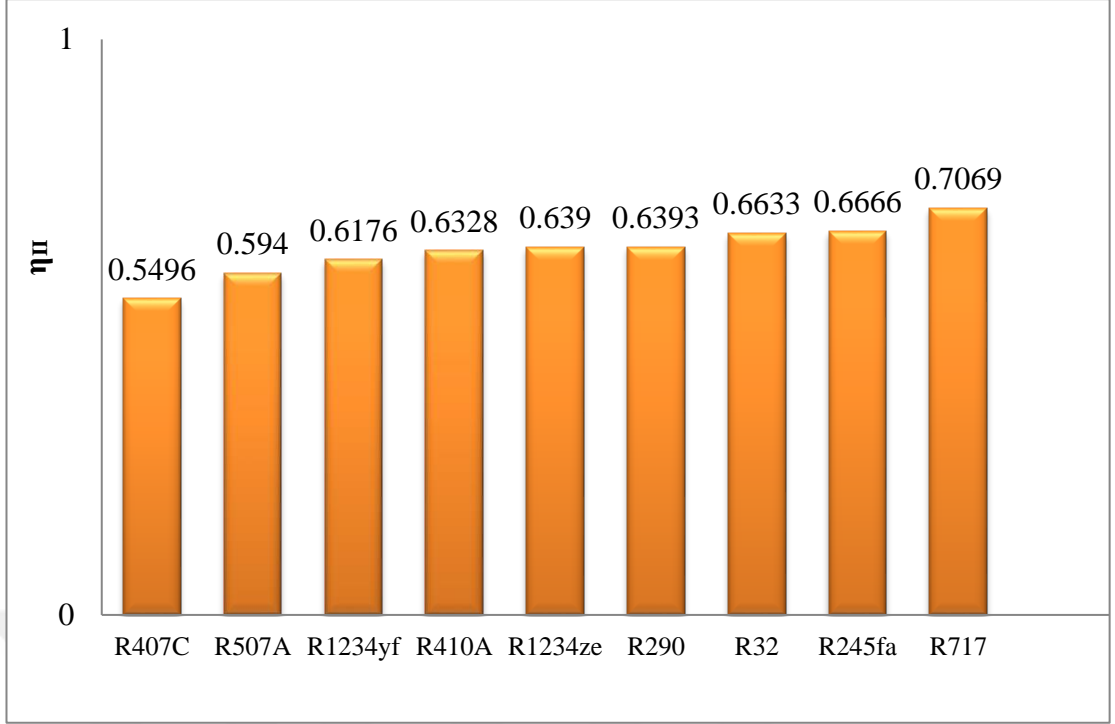
Şekil 4.3. Alternatif akışkanların evaporatör sıcaklığına göre soğutma performans katsayılarının değişimi

Şekil 4.4’ de R1234yf alternatif akışkanının kompresörün izantropik verimine göre soğutma performans katsayısının değişimi görülmektedir. Soğutma sisteminin soğutma performans katsayısı, çıkan enerjinin giren enerjiye oranı olarak tanımlanabilir. Bu çalışmada kullanılan soğutma sisteminde iki adet kompresör ile sisteme enerji girişi sağlanmakta olup sistemin kompresör izantropik verimi arttıkça soğutma performans katsayısında 0.52 sabit değerde artış olduğu Şekil 4.4’de gözlemlenmiştir.



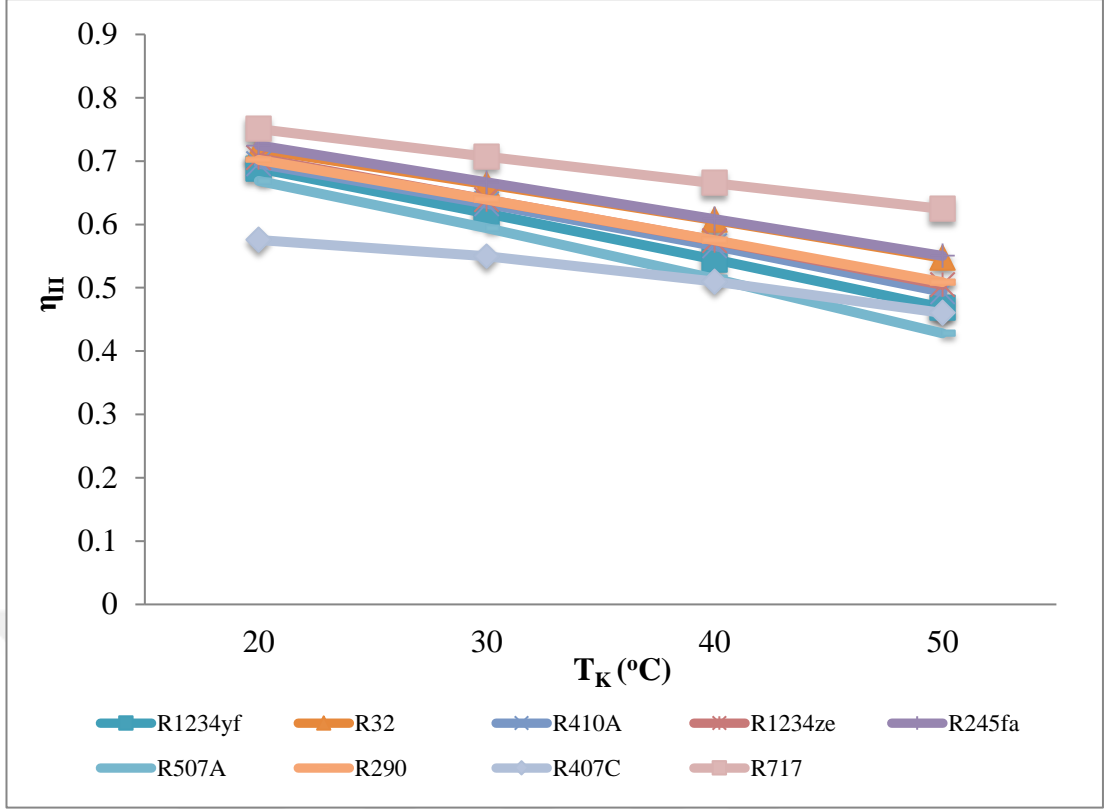
Şekil 4.4. R1234yf alternatif akışkanının kompresörün izantropik verimine göre soğutma performans katsayısının değişimi

Şekil 4.5’de çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların ekserji verimleri gösterilmektedir. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanlar arasında, ODP ve GWP değeri en düşük olan R717’nin ekserji verimi 0.7069, GWP değeri en yüksek olan R507A’nın ekserji verimi 0.594 olarak belirlenmiştir. Çalışmada referans akışkan olarak belirlenen R1234yf’nin ekserji verimi 0.6176 olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.5’de aynı çalışma şartları altındaki alternatif akışkanların ekserji veriminin en fazla R717’de, en az ise R407C’de olduğu görülmektedir.

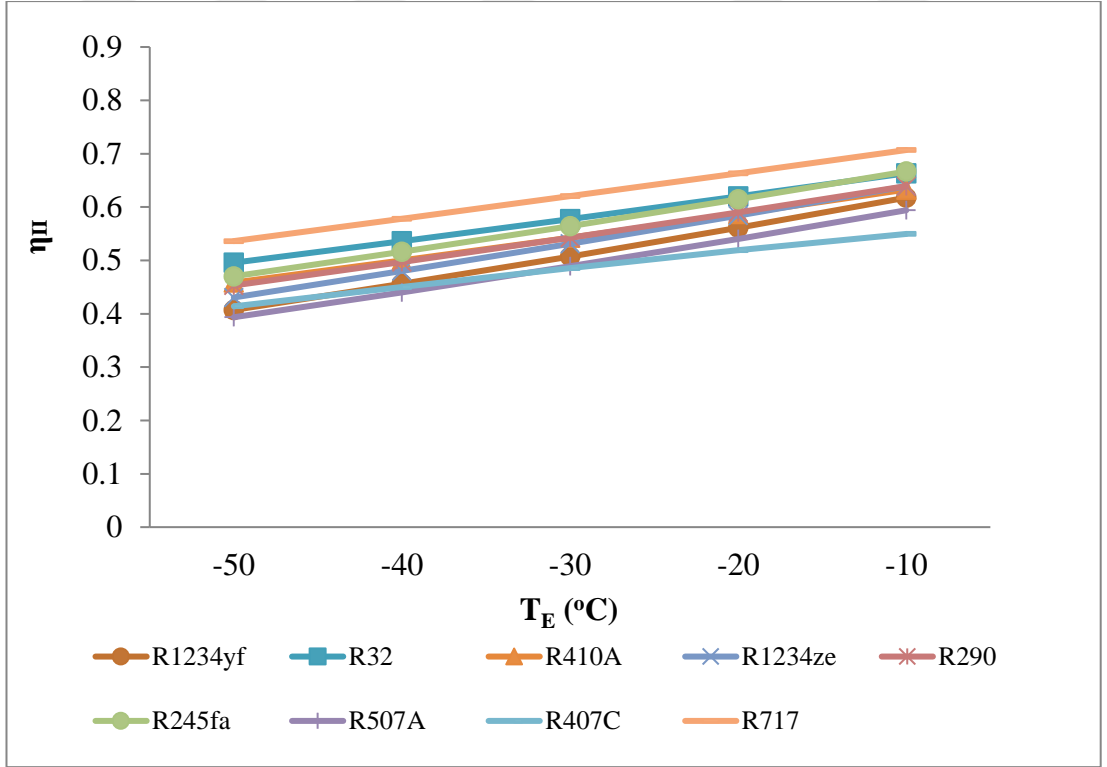


Şekil 4.5. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanların ekserji verimleri

Şekil 4.6' da çalışmada kullanılan alternatif akışkanların kondenser sıcaklığına göre ekserji veriminin değişimi verilmektedir. Kullanılan alternatif akışkanların, ekserji veriminin kondenser sıcaklığı ile ters orantılı olduğu Şekil 4.6' da gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, ekserji verimindeki en fazla azalma 0.2406 değeri ile R507A'da, en az azalma ise 0.1152 değeri ile R407C'de görülmektedir. Şekil 4.7' de çalışmada kullanılan alternatif akışkanların evaporatör sıcaklığına göre ekserji veriminin değişimi ve ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile doğru orantılı olduğu gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça, ekserji verimindeki en fazla artış 0.2105 değer ile R1234yf'de, en az artış ise 0.1357 değeri ile R407C'de görülmektedir. Alternatif akışkanlar arasında evaporatör ve kondenser sıcaklık değişiminden en az etkilenen akışkan R407C olarak tespit edilmiştir.



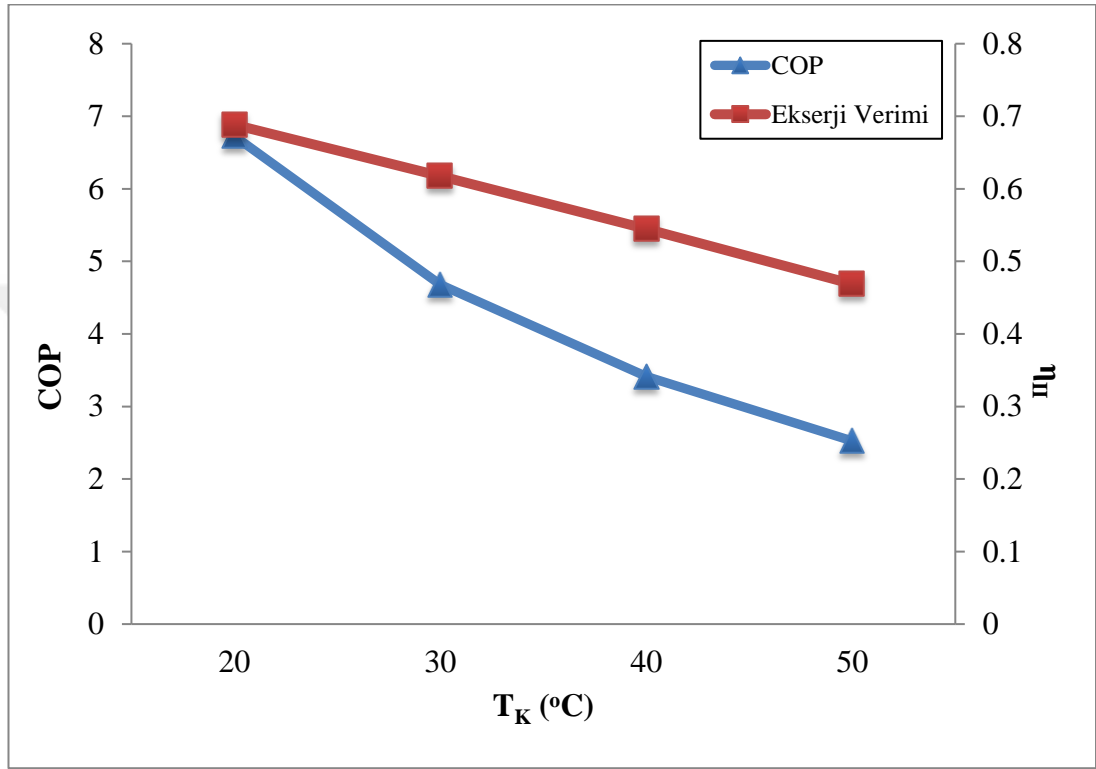
Şekil 4.6. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanların kondenser sıcaklığına göre ekserji verim değişimi



Şekil 4.7. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanların evaporatör sıcaklığına göre ekserji verim değişimi

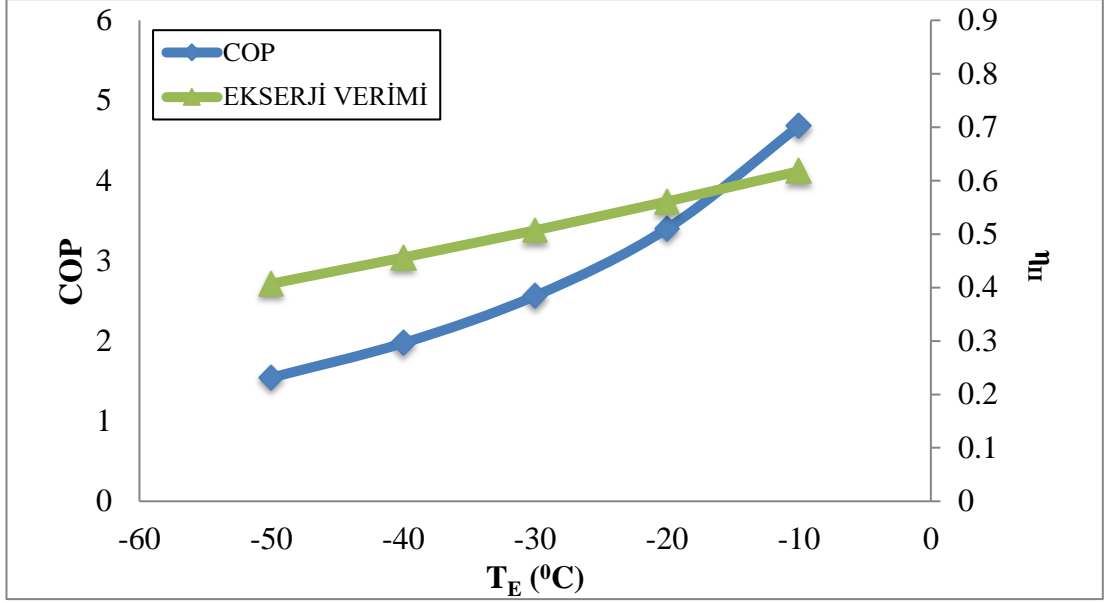


Şekil 4.8’ de R1234yf alternatif akışkanının kondenser sıcaklığına göre soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin değişimi gösterilmektedir. Çalışmada kullanılan alternatif akışkanlar arasında referans olarak belirlenen R1234yf’nin kondenser sıcaklığına göre soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin ters orantılı olduğu Şekil 4.8 ‘de açıkça görülmektedir.



Şekil 4.8. R1234yf alternatif akışkanının kondenser sıcaklığına göre soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin değişimi

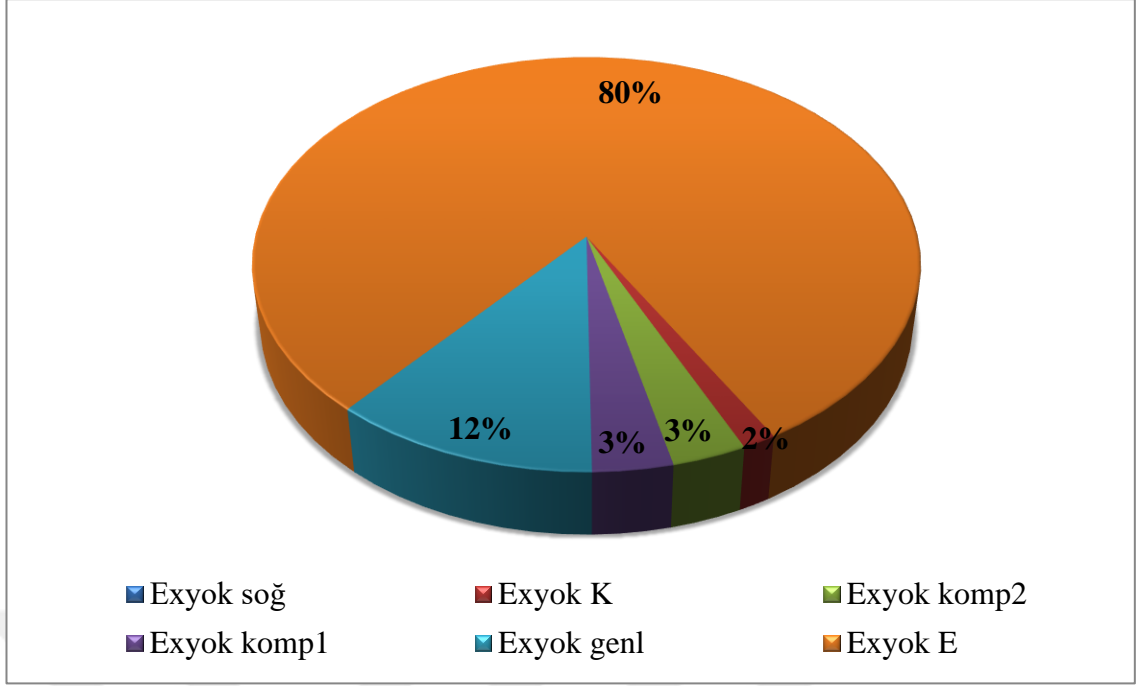
Şekil 4.9’ da R1234yf alternatif akışkanının evaporatör sıcaklığına göre soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin değişimi gösterilmektedir. Referans akışkan R1234yf’nin evaporatör sıcaklığına göre soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin doğru orantılı olduğu Şekil 4.9’ da açıkça görülmektedir.



Şekil 4.9. R1234yf alternatif akışkanının evaporatör sıcaklığına göre soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin değişimi

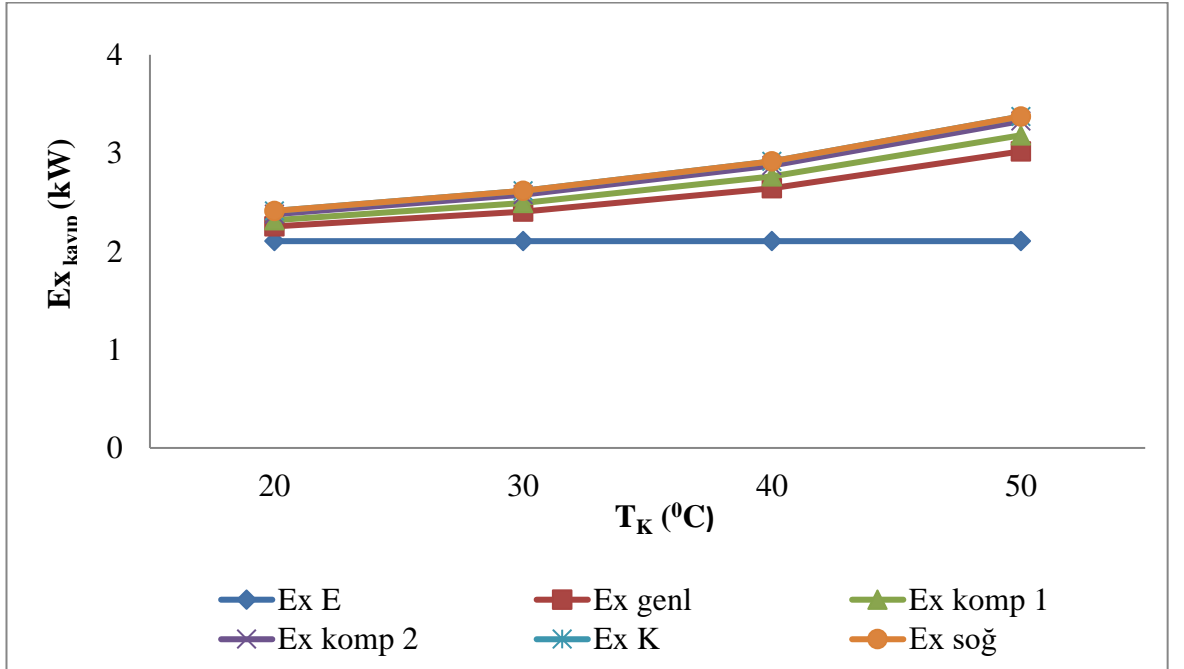
Yüksek basınç kompresöründen gelen kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan, eşit basınçta soğutulmuş sıvı fazında kondenserden ayrılır. Genleşme valfinden, soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı düşürülerek sıvı + buhar fazında evaporatörü besler ve doymuş buhar fazında çıkan akışkanı alçak basınç kompresörü ile çekerek ara soğutucu yardımıyla kızgın buhar fazında yüksek basınçlı kompresöre gönderir. Bu işlem gerçekleşirken R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin, toplam ekserji kaybı diğer bir deyişle sistemin toplam tersinmezliği 2.616 kW olarak hesaplanmıştır. Şekil 4. 10' da iki kademeli soğutma sistem elemanlarının ekserji kaybı dağılımı gösterilmektedir.

Soğutma sisteminin ekserji yıkım oranlarının daha iyi anlaşılabilmesi için her bir elemanın tersinmezliği hesaplanmıştır. En yüksek tersinmezlik evaporatör de 2.104 kW, en az tersinmezlik ise ara soğutucu da  $2.477 \times 10^{-5}$  kW olarak hesaplanmıştır ve yüzdelik oranı %1'den küçüktür.



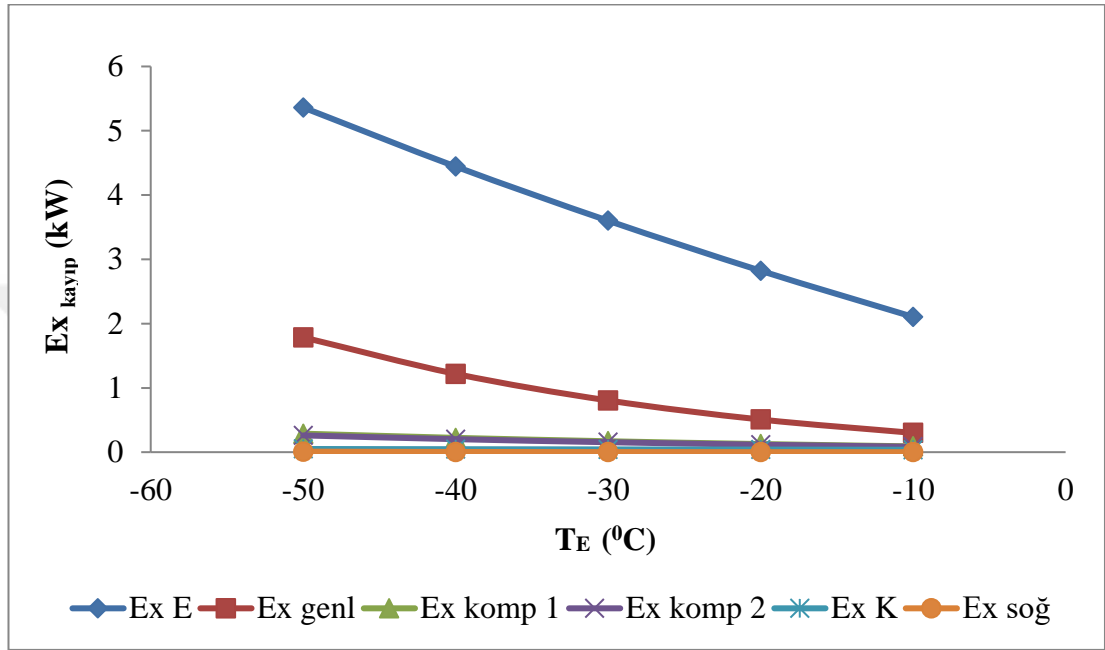
Şekil 4.10. İki kademeli soğutma sistem elemanlarının ekserji kaybı dağılımı

Şekil 4.11’ de soğutma sistemi elemanlarının kondenser sıcaklığına göre ekserji kaybı değişimleri verilmektedir. Evaporatörün ekserji kaybında herhangi değişiklik gözlemlenmezken, kondenser sıcaklığı artışına bağlı olarak en fazla artışın 0.7635 ile genleşme valfinde olduğu gözlemlenmiştir.



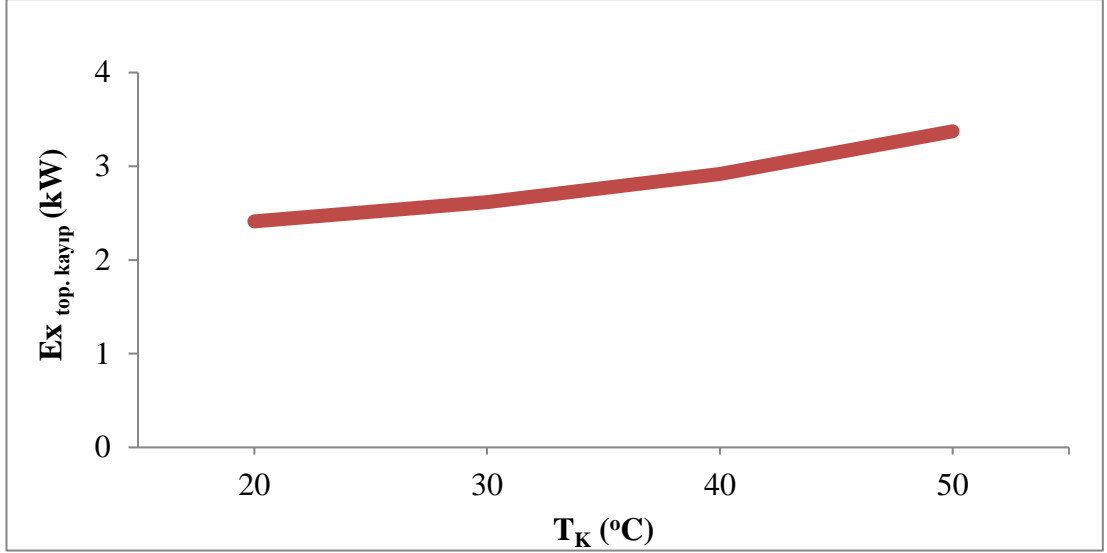
Şekil 4.11. Soğutma sistemi elemanlarının kondenser sıcaklığına göre ekserji kaybı değişimleri

Şekil 4.12’ de soğutma sistem elemanlarının evaporatör sıcaklığına göre ekserji kaybı değişimleri verilmektedir. Soğutma sistemin de evaporatör sıcaklığı arttıkça sistem elemanlarında ekserji kaybının azalmakta olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça, ekserji kaybındaki en fazla azalma evaporatörde 3.258, en az azalma ise ara soğutucuda 0.009 olarak belirlenmiştir.



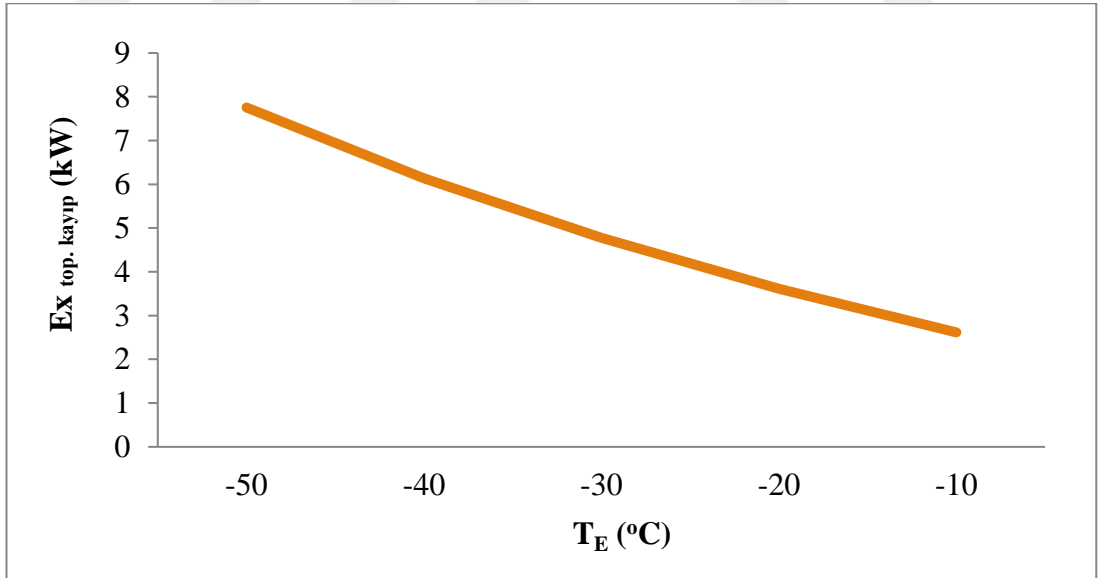
Şekil 4.12. Soğutma sistem elemanlarının evaporatör sıcaklığına göre ekserji kaybı değişimleri

Şekil 4.13’ de R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin kondenser sıcaklığına göre toplam ekserji kaybındaki değişimi gösterilmektedir. İki kademeli soğutma sisteminin, toplam ekserji kaybının diğer bir değişle toplam tersinmezliğin kondenser sıcaklığı ile doğru orantılı olduğu Şekil 4.13’ de görülmektedir.



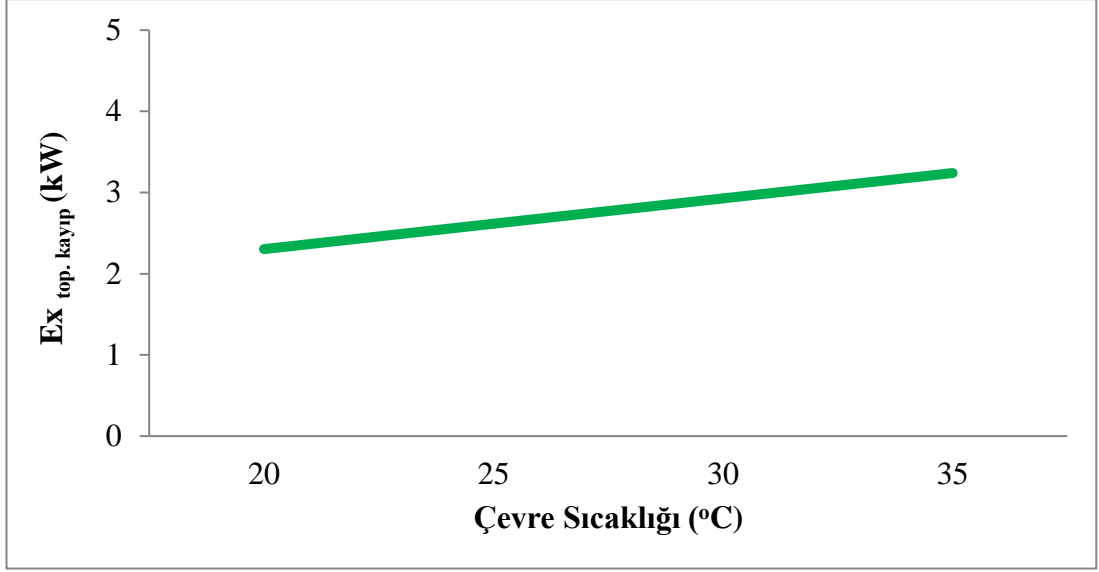
Şekil 4.13. R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin kondenser sıcaklığına göre toplam ekserji kaybındaki değişimi

Şekil 4.14’de R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin evaporatör sıcaklığına göre toplam ekserji kaybındaki değişimi verilmektedir. Soğutma sisteminin, toplam ekserji kaybının evaporatör sıcaklığı ile ters orantılı olduğu Şekil 4.14’ de görülmektedir.



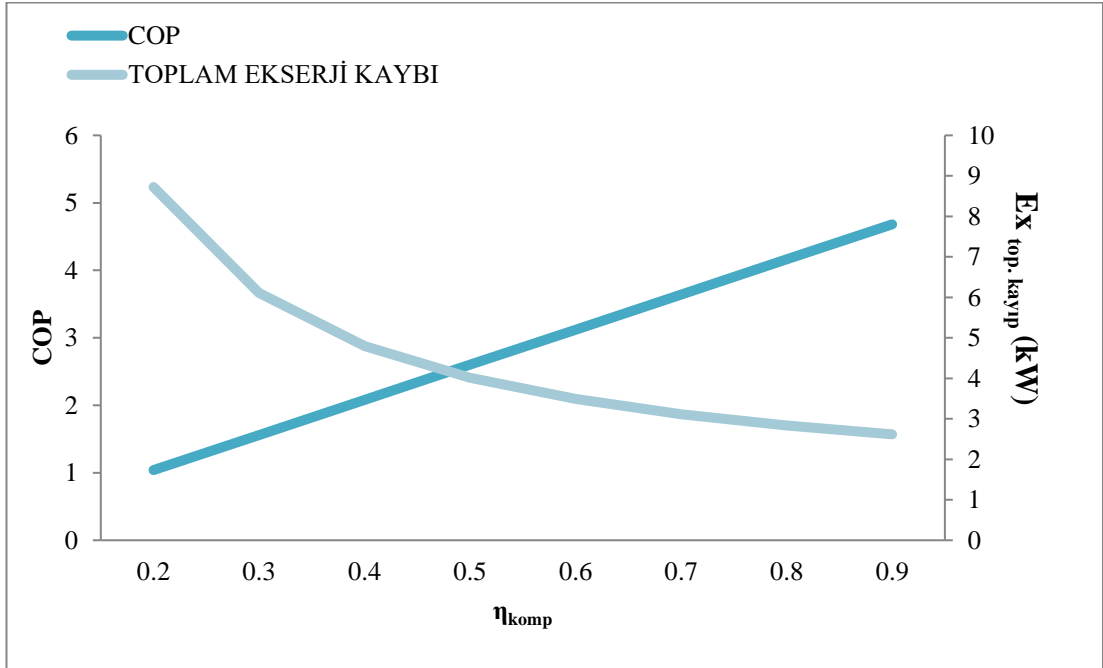
Şekil 4.14. R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin evaporatör sıcaklığına göre toplam ekserji kaybındaki değişimi

İki kademeli soğutma sisteminin toplam ekserji kaybının, ölü haldeki yani çevre sıcaklığındaki değişimine bağlı olarak izlediği yol Şekil 4.15’ de gösterilmiştir. Çevre sıcaklığı ile toplam ekserji kaybının doğru orantılı olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 4.15. R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin çevre sıcaklığına göre toplam ekserji kaybındaki değişimi

Şekil 4.16'da R1234yf alternatif akışkanının kompresörün izantropik verimine göre soğutma performans katsayısının ve toplam ekserji kaybındaki değişimi gösterilmektedir. İki kademeli soğutma sisteminin, kompresör izantropik verimi ile soğutma performans katsayısının doğru orantılı, toplam ekserji kaybı ile ters orantılı olduğu görülmektedir.



Şekil 4.16. R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin kompresörün izantropik verimine göre soğutma performans katsayısının ve toplam ekserji kaybındaki değişimi

## 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, aynı çalışma şartları altında farklı alternatif akışkanlar kullanılarak iki kademeli soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Ekserji analizinde ise her bir sistem elemanının ekserji kaybı hesaplanmıştır.

İki kademeli soğutma sisteminde kullanılan alternatif akışkanlardan, ODP ve GWP değeri sıfır olan doğal bir akışkan olarak kabul edilen R717 alternatif akışkanının soğutma performans katsayısı ve ekserji verimi sırası ile 5.358 ve 0.7069 olarak hesaplanarak en yüksek değere sahip olduğu belirlenmiştir. Sisteminde kullanılan alternatif akışkanlardan ODP değeri sıfır, GWP değeri 1774 olan R407C alternatif akışkanının soğutma performans katsayısı ve ekserji verimi sırası ile 4.165 ve 0.5496 olarak hesaplanarak en düşük değere sahip olduğu gözlemlenmiştir. Referans akışkan olarak ODP değeri sıfır, GWP değeri 4 olan ve yeni nesil soğutucu akışkan olan R1234yf alternatif akışkanı belirlenmiştir. R1234yf alternatif akışkanının performans katsayısı ve ekserji verimi sırası ile 4.681 ve 0.6176 olarak hesaplanmıştır.

Farklı alternatif akışkanların kullanıldığı iki kademeli soğutma sisteminin kondenser sıcaklığı ile soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin ters orantılı olduğu belirtilmiştir. Evaporatör sıcaklığı ile soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin ise doğru orantılı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

R1234yf alternatif akışkanının kullanıldığı soğutma sisteminin, toplam yok olan ekserjisi diğer bir değişle sistemin toplam tersinmezliği 2.616 kW olarak hesaplanmıştır. İki kademeli soğutma sisteminin, toplam tersinmezliğinin kondenser sıcaklığı ile doğru orantılı, evaporatör sıcaklığı ile ters orantılı olduğu görülmektedir. Sistem elemanlarında en yüksek tersinmezlik evaporatör de 2.104 kW, en az tersinmezlik ise ara soğutucu da  $2.477 \times 10^{-5}$  kW olarak hesaplanmıştır. Soğutma sisteminde en yüksek tersinmezliğin gerçekleştiği evaporatör de yapılacak iyileştirme çalışmaları ile tersinmezlik azalacaktır. Bundan sonraki çalışmalarda, ODP ve GWP değeri düşük yeni nesil soğutucu akışkanların kullanıldığı soğutma sistemlerinin enerji ve ekserji analizlerinin yapılarak en uygun sistem elemanları seçiminin yapılması önerilmektedir.

## KAYNAKLAR

- Akbulut, U. & Kıncay, O. (2006). Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinde Enerji ve Ekserji Analizi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 94, s.24-32. [http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/303a79b1e19a194\\_ek.pdf?dergi=224](http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/303a79b1e19a194_ek.pdf?dergi=224) (Son erişim tarihi: 16 Temmuz 2019)
- Aksoy, A. (2014). İki Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Çevriminin Enerji Ve Ekserji Analizleri İle İncelenmesi. (Doktora Tezi, Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Ansari, N. A., Arora, A., & Manjunath, K. (2018). Optimum Performance Analysis of a Hybrid Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants. *Materials Today:Proceedings*, 5(14), 28374-28383. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2018.10.122>
- Bulut, H. (2015). Soğutma ve Klima Tekniği, Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği, Ders Notu, (s.54). <https://docplayer.biz.tr/11188952-Sogutma-ve-klima-teknigi.html>.(Son erişim tarihi: 18 temmuz 2019)
- Chen, G., Volovyk, O., Ierin, V. & Shestopalov, K. (2017). Performance analysis of a two-stage mechanical compression–ejector cooling cycle intended for micro-trigeneration system. *International Journal of Refrigeration*, 81, 33-40. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.05.018>
- Çengel, Y.A. & Boles, M. A. (2008).Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. İstanbul, İzmir Güven Kitapevi.
- Devecioğlu, A. G. & Oruç, V. (2015). Characteristics of some new generation refrigerants with low GWP. *Energy Procedia*, 75, 1452-1457. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.258>
- Fannou, J. L. C., Rousseau, C., Lamarche, L., & Kaji, S. (2015). A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A and R407C as refrigerant alternatives to R22. *Applied Thermal Engineering*, 82,306-317. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.02.079>
- Gaurav & Kumar, R. (2018). Computational energy and exergy analysis of R134a, R1234yf, R1234ze and their mixtures in vapour compression system. *Ain Shams Engineering Journal*, 9(4), 3229-3237. <https://doi.org/10.1016/j.asej.2018.01.002>
- Kemerli, U. (2013). Farklı Soğutucu Akışkan Karışımlarının Performanslarının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
- Kotas, T.J. (1995). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Kreiger Publishing Company, Malabar, Florida



- Koyun, T., Koyun, A. & Acar, M. (2005). Soğutma Sistemlerinde Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, s.46-53. (Erişim: tarihi: 20 Temmuz 2019) [http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/14ac55a4f27472c\\_ek.pdf](http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/14ac55a4f27472c_ek.pdf)
- Mancuhan, E. (2019). A comprehensive comparison between low and medium temperature application refrigerants at a two-stage refrigeration system with flash intercooling. *Thermal Science and Engineering Progress*, 13. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.100357>
- Olcayer, A. (2005). İki Kademeli NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O Akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Performans ve Ekserji Analizi. (Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Öcal, P. & Pıhtılı, K. (2014). Kademeli soğutma sistemlerinde belirli soğutucu akışkanlar için ikinci kanun analizi. <https://www.researchgate.net/publication/317264300>
- Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R., Arauzo, I., Catalán-Gil, J. & Torrella, E. (2017). Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives. *International Journal of Refrigeration*, 74, 269-282. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.020>
- Seyitoğlu, S. S., & Kılıçarslan, A. (2015). Second law analysis of different refrigerants in a two stage vapor compression cycle. *Isi Bilimi ve Teknigi Dergisi / Journal of Thermal Science & Technology*, 35(2), 89-97.
- Shaik, S. V. & Babu, T. A. (2017). Theoretical Computation of Performance of Sustainable Energy Efficient R22 Alternatives for Residential Air Conditioners. *Energy Procedia*, 138, 710-716. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.10.205>
- Singh, A., Sarkar, J. & Sahoo, R. (2019). Comparative analyses on a batch-type heat pump dryer using low GWP refrigerants. *Food and Bioproducts Processing*, 117, 1-13. <https://doi.org/10.1016/j.fbp.2019.06.009>
- Sun, Z., Wang, Q., Xie, Z., Liu, S., Su, D. & Cui, Q. (2019). Energy and exergy analysis of low GWP refrigerants in cascade refrigeration system. *Energy*, 170, 1170-1180. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.055>
- Ünlü, A. (2011). Alternatif Bir Soğutkanın (HFO-1234yf) Kullanıldığı Bir Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi. (Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)

Wang, R., Kuang, G., Zhu, L., Wang, S., & Zhao, J. (2019). Experimental Investigation of a 300 kW Organic Rankine Cycle Unit with Radial Turbine for Low-Grade Waste Heat Recovery. *Entropy*, 21(6), 619. doi:10.3390/e21060619 <https://doi.org/10.3390/e21060619>

Yılmaz, D., Sınar, Ü., Özyurt, A., Yılmaz, B. & Mancuhan, E. (2017). Ultra Düşük Sıcaklıklardaki İki Aşamalı Soğutma Sisteminin Alt Performans ve Aşırı Isınmanın Etkileri Üzerine Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi. *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 17 (3), s.1172-1180. Doi: 10.5578/fmbd.66304



## **EKLER**

### **EK A. EES Programında Enerji ve Ekserji Analizi**



## EK A. EES Programında Enerji ve Ekserji Analizi

R\$='R407C'

"Kabuller"

T\_E=-10  
TE=273.15+T\_E

T\_K=30  
TK=273.15+T\_K  
eta=0.9

"1 Noktasi"

T[1]=T\_E  
x[1]=1  
h[1]=enthalpy(R\$,T=T[1],x=X[1])  
s[1]=entropy(R\$,T=T[1],x=x[1])  
P[1]=pressure(R\$,T=T[1],x=X[1])

"2 Noktasi"

P\_x/P[1]=P[4]/P\_x  
P\_x=P[2]  
s[1]=s\_2  
h\_2=enthalpy(R\$,P=P[2],s=s\_2)  
s[2]=entropy(R\$,P=P[2],h=h[2])  
T[2]=temperature(R\$,P=P[2],h=h[2])  
eta\_1=eta  
eta\_1=((h\_2-h[1])/(h[2]-h[1]))

"3 Noktasi"

P[2]=P[3]  
x[3]=1  
s[3]=entropy(R\$,x=x[3],P=P[3])  
T[3]=temperature(R\$,x=x[3],P=P[3])  
h[3]=enthalpy(R\$,x=x[3],P=P[3])

"4 Noktasi"

T[4]=temperature(R\$,P=P[4],h=h[4])

P[4]=pressure(R\$,T=T\_K,x=0)  
h\_4=enthalpy(R\$,P=P[4],s=s\_4)  
s[4]=entropy(R\$,P=P[4],h=h[4])  
s[3]=s\_4  
eta\_2=eta  
eta\_2=((h\_4-h[3])/(h[4]-h[3]))

### "5 Noktasi "

P[5]=P[4]  
x[5]=0  
T[5]=temperature(R\$,x=x[5],P=P[5])  
s[5]=entropy(R\$,x=x[5],P=P[5])  
h[5]=enthalpy(R\$,x=x[5],P=P[5])

### "6 Noktasi "

P[1]=P[6]  
T[1]=T[6]  
h[6]=h[5]  
x[6]=quality(R\$,T=T[6],h=h[6])  
s[6]=entropy(R\$,T=T[6],h=h[6])

### "7 Noktasi "

P[1]=P[7]  
T[1]=T[7]  
x[1]=x[7]  
s[1]=s[7]  
h[1]=h[7]

Q\_E=8 [kW]

Q\_E=m\_dot\*(h[1]-h[6])

Q\_sog=m\_dot\*(h[2]-h[3])

Q\_kond=m\_dot\*(h[4]-h[5])

W\_komp1=m\_dot\*(h[2]-h[1])

W\_komp2=m\_dot\*(h[4]-h[3])

W\_kompG=(W\_komp1)+(W\_komp2)

COP=Q\_E/W\_kompG

h0=enthalpy(R\$,T=T0,P=P0)

s0=entropy(R\$,T=T0,P=P0)

T0=25

P0=101.325

T\_0=273.15+T0

Ex[1]=m\_dot\*((h[1]-h0)-T\_0\*(s[1]-s0))

Ex[2]=m\_dot\*((h[2]-h0)-T\_0\*(s[2]-s0))

Ex[3]=m\_dot\*((h[3]-h0)-T\_0\*(s[3]-s0))

Ex[4]=m\_dot\*((h[4]-h0)-T\_0\*(s[4]-s0))

Ex[5]=m\_dot\*((h[5]-h0)-T\_0\*(s[5]-s0))

$$\text{Ex}[6]=m\_dot*((h[6]-h0)-T_0*(s[6]-s0))$$

$$\text{Ex}[7]=m\_dot*((h[7]-h0)-T_0*(s[7]-s0))$$

$$\text{Ex\_yok\_top}=\text{Ex\_yok\_komp1}+\text{Ex\_yok\_sog}+\text{Ex\_yok\_komp2}+\text{Ex\_yok\_kond}+\text{Ex\_yok\_kisma}+\text{Ex\_yok\_evop}$$

$$\text{Ex}[1]-\text{Ex}[2]+W\_komp1=\text{Ex\_yok\_komp1}$$

$$\text{Ex}[2]-\text{Ex}[3]-Q\_sog*(1-(T_0/(T[3]+273.15)))=\text{Ex\_yok\_sog}$$

$$\text{Ex}[3]-\text{Ex}[4]+W\_komp2=\text{Ex\_yok\_komp2}$$

$$\text{Ex}[4]-\text{Ex}[5]-Q\_kond*(1-(T_0/(T[5]+273.15)))=\text{Ex\_yok\_kond}$$

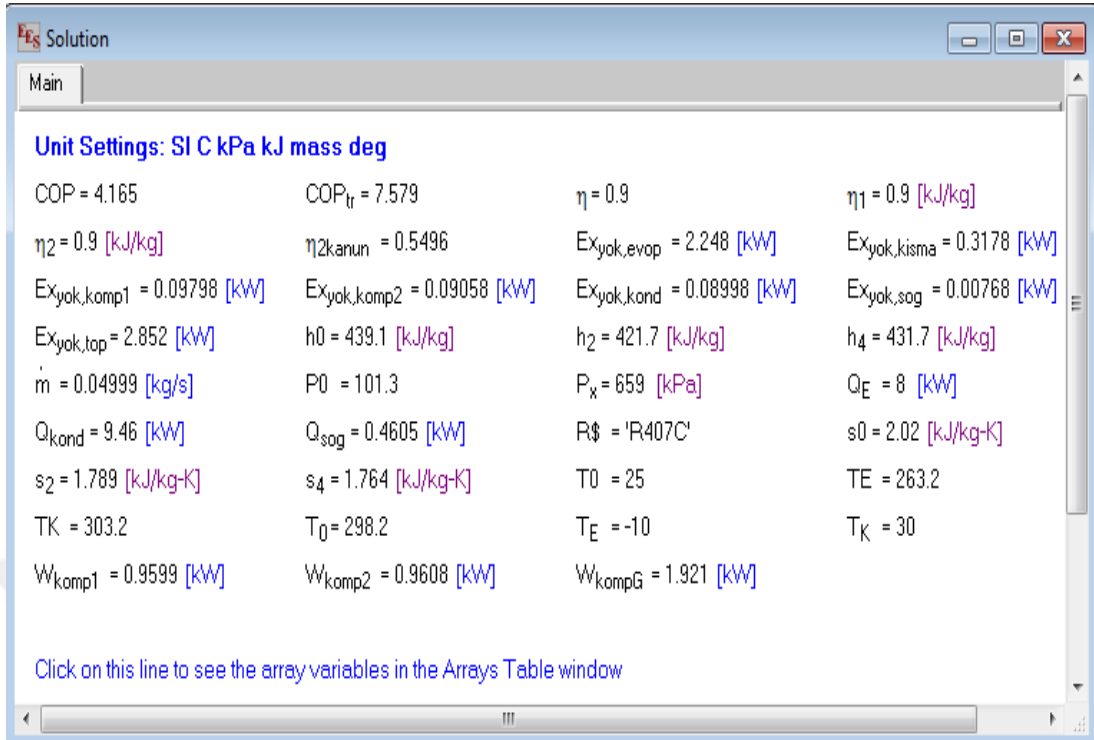
$$\text{Ex}[5]-\text{Ex}[6]=\text{Ex\_yok\_kisma}$$

$$\text{Ex}[6]-\text{Ex}[7]+ABS(Q\_E*(1-(T_0/(T[7]+273.15))))=\text{Ex\_yok\_evop}$$

$$\text{COP\_tr}=(1/(1-(TE/TK)))$$

$$\text{eta\_2kanun}=(\text{COP}/\text{COP\_tr})$$





Şekil A.1. R407C soğutucu akışkanının iki kademeli soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi

Sort	1	2	3	4	5	6	
	E <sub>x<sub>i</sub></sub>	h <sub>i</sub>	P <sub>i</sub>	s <sub>i</sub>	T <sub>i</sub>	x <sub>i</sub>	
		[kJ/kg]	[kPa]	[kJ/kg-K]			
[1]	1.699	404.4	319.5	1.789	-10	1	
[2]	2.561	423.6	659	1.796	19.93		
[3]	2.577	414.4	659	1.764	10.69	1	
[4]	3.447	433.6	1359	1.77	43.93		
[5]	3.201	244.3	1359	1.152	30	0	
[6]	2.883	244.3	319.5	1.173	-10	0.2668	
[7]	1.699	404.4	319.5	1.789	-10	1	

Şekil A.2. R407C soğutucu akışkanının termodinamik özellikleri

The screenshot shows a window titled "EES Parametric Table" with a table containing 9 rows and 3 columns. The columns are labeled "1", " $\eta$ ", and "2", "COP". The rows are labeled "Run 1" through "Run 9". The values for  $\eta$  range from 0.1 to 0.9, and the values for COP range from 0.4628 to 4.165.

	1	2
1..10	$\eta$	COP
Run 1	0.1	0.4628
Run 2	0.2	0.9256
Run 3	0.3	1.388
Run 4	0.4	1.851
Run 5	0.5	2.314
Run 6	0.6	2.777
Run 7	0.7	3.239
Run 8	0.8	3.702
Run 9	0.9	4.165

Şekil A.3. R407C soğutucu akışkanının soğutma performans katsayısının kompresör verimine göre değişimi

The screenshot shows a window titled "EES Parametric Table" with a table containing 4 rows and 3 columns. The columns are labeled "1", " $T_K$ ", and "2", "COP". The rows are labeled "Run 1" through "Run 4". The values for  $T_K$  are 20, 30, 40, and 50. The values for COP are 5.622, 4.165, 3.192, and 2.478.

	1	2
1..10	$T_K$	COP
Run 1	20	5.622
Run 2	30	4.165
Run 3	40	3.192
Run 4	50	2.478

Şekil A.4. R407C soğutucu akışkanının soğutma performans katsayısının kondenser sıcaklığına göre değişimi

The screenshot shows a window titled "EES Parametric Table" with a table containing 5 rows and 3 columns. The columns are labeled "1", " $T_E$ ", and "2", "COP". The rows are labeled "Run 1" through "Run 5". The values for  $T_E$  are -10, -20, -30, -40, and -50. The values for COP are 4.165, 3.149, 2.453, 1.948, and 1.568.

	1	2
1..10	$T_E$	COP
Run 1	-10	4.165
Run 2	-20	3.149
Run 3	-30	2.453
Run 4	-40	1.948
Run 5	-50	1.568

Şekil A.5. R407C soğutucu akışkanının soğutma performans katsayısının evaporatör sıcaklığına göre değişimi

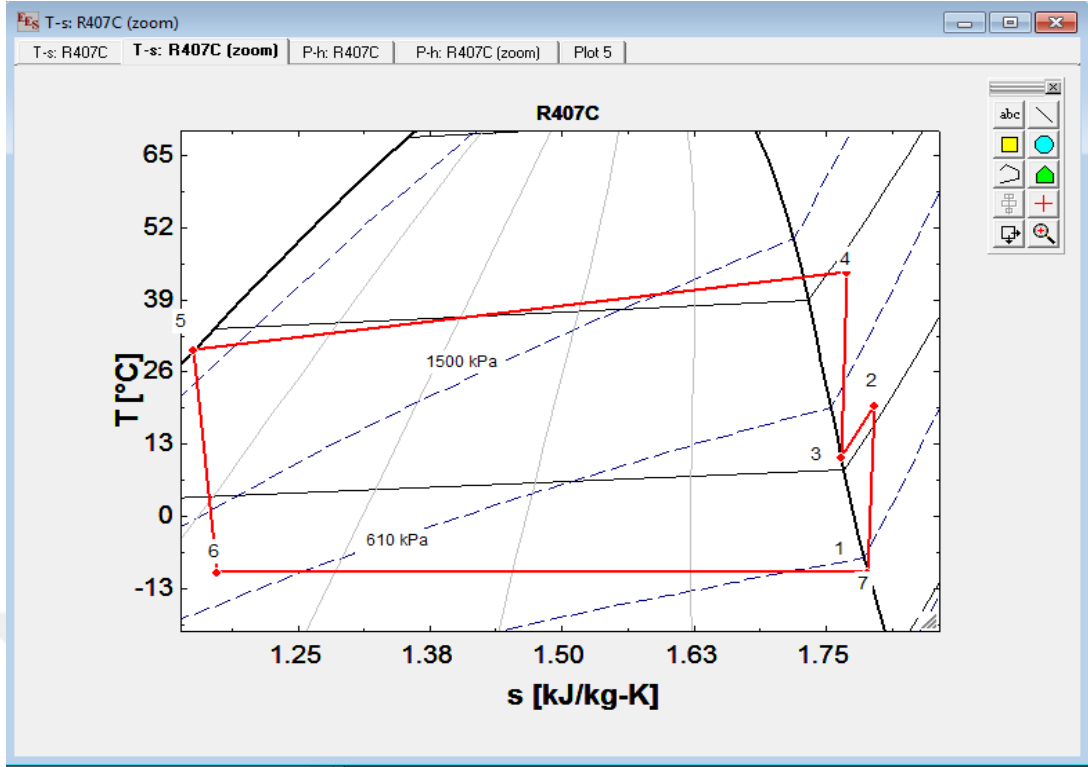


Run	1	2	3
	$T_K$	COP	$\eta_{2kanun}$
Run 1	20	5.622	0.5754
Run 2	30	4.165	0.5496
Run 3	40	3.192	0.5097
Run 4	50	2.478	0.4602

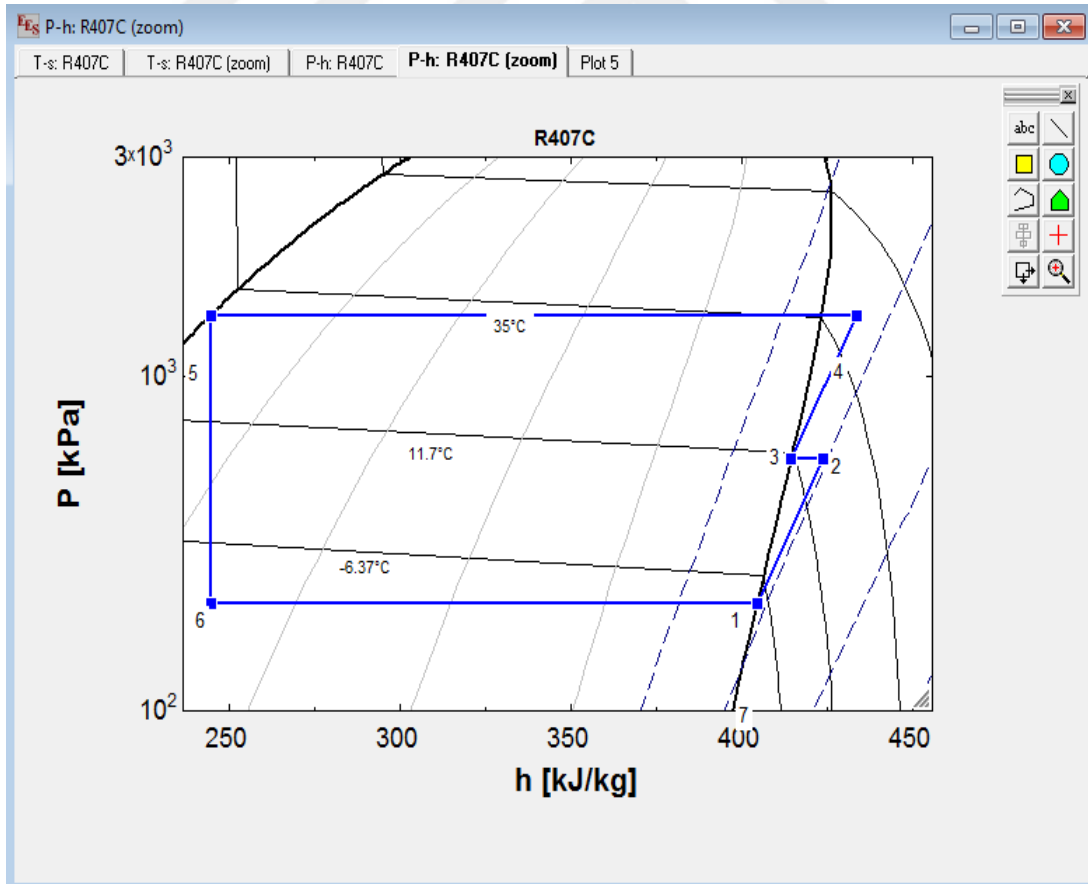
Şekil A.6. R407C soğutucu akışkanının soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin kondenser sıcaklığına göre değişimi

Run	1	2	3
	$T_E$	COP	$\eta_{2kanun}$
Run 1	-10	4.165	0.5496
Run 2	-20	3.149	0.5194
Run 3	-30	2.453	0.4854
Run 4	-40	1.948	0.4499
Run 5	-50	1.568	0.4139

Şekil A.7. R407C soğutucu akışkanının soğutma performans katsayısının ve ekserji veriminin evaporatör sıcaklığına göre değişimi



Şekil A.8. R407C soğutucu akışkanının T-s diyagramı



Şekil A.9. R407C soğutucu akışkanının P-h diyagramı

## **ÖZGEÇMİŞ**

Adı Soyadı : Büşra ŞAHİN  
Doğum Yeri ve Yılı : Isparta, 1994  
Medeni Hali : Bekar  
Yabancı Dili : İngilizce  
E-posta : busrasahin032@gmail.com

## **Eğitim Durumu**

Lise : Mustafa Gürkan Anadolu Lisesi, 2012  
Lisans :SDÜ, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği, 2016