



T.C.
YALOVA ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**DÜŞÜK GWP'LI SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN KULLANIMINDA
EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANS ANALİZİ**

YÜKSEKLİSANS TEZİ

**Ümit IŞKAN
185103010**

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Sistemleri Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mehmet DİREK

OCAK 2022



T.C.
YALOVA ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**DÜŞÜK GWP'LI SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN KULLANIMINDA
EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANS ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ümit İŞKAN
185103010**

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Sistemleri Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç.Dr. Mehmet DİREK

OCAK 2022

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tezi kapsamında düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların ejektör destekli soğutma sisteminde deneysel analizleri yapılmış ve performans parametrelerindeki değişimleri araştırılmıştır. Bu araştırmaların gerçekleştirildiği 2019/AP/0013 ve 2020/YL/0006 projelerindeki desteklerinden ötürü Yalova Üniversitesi'ne teşekkür ederim.

Yüksek lisansım boyunca bana her konuda yardım eden, bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen tez danışmanım Doç. Dr. Mehmet DİREK'e teşekkür ederim.

Hayatım boyunca, her koşulda yanımda olan, her konuda en büyük destekçilerim annem Nilgün İZGİ ve babam Adnan İŞKAN'a sonsuz minnet ve teşekkürlerimi sunarım.

Her konuda bana öğrettikleri, yardımlarını eksik etmediği ve desteklediği için Öğr. Gör. Hüseyin Çağdaş ASLAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Yalova Üniversitesi'ndeki eğitimimde öğrettikleri için Prof. Dr. Fikret YÜKSEL'e, Prof. Dr. Sibel BAŞAKÇILARDAN KABAKÇI'ya, Doç. Dr. Mehmet Selçuk MERT'e, Doç. Dr. Sunay TÜRKDOĞAN'a, Doç. Dr. Cüneyt TUNÇKAL'a teşekkür ederim.

Yaptıkları yardımlardan dolayı Prof. Dr. Murat HOŞÖZ'e, Sn. Sinem DURUKAN'a, Sn. Hakan ÖNAL'a, Sn. Ayşenur ARSLAN'a, Sn. Eren SOYLU'ya, Sn. Batuhan ÜĞÜDÜR'e ve Sn. Hasan ŞİMŞEK'e teşekkür ederim.

Yalova'da tanıştığım ve hayatım boyunca yanımda olacak tüm dostlarım ve arkadaşlarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 2022

Ümit İŞKAN
Enerji Sistemleri Mühendisi



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
	No
KISALTMALAR	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xv
ABSTRACT.....	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.1.1 Ejektörlü Soğutma Sistemleri Literatür Araştırması.....	2
1.1.2 İki Evaporatörlü Ejektörlü Sistemler Literatür Araştırması.....	5
1.1.3 Tezin Amacı	6
1.2 Soğutma Çevrimi	7
1.2.1 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	7
1.2.2 Ejektörlü Soğutma Çevrimleri	8
1.2.3 İki Evaporatörlü Ejektörlü Soğutma Çevrimleri.....	9
2. MATERYAL ve METOD.....	11
2.1 Deneysel Sistem	11
2.1.1 Deneysel Sistemin Yapısı	12
2.1.2 Deney Sisteminde Kullanılan Ejektör.....	14



2.1.3 Deney Sisteminin Çalışma Prensibi	16
2.2 Deney Sisteminin Analizinde Yapılan Kabuller	19
2.3 Deneysel Sistemin Termodinamik Analizi	20
2.4 Deney Sisteminde Kullanılan Ölçüm Cihazları ve Ölçüm Yapılması	23
2.5 Belirsizlik Analizi	25
2.6 Soğutucu Akışkan Seçimi	26
3. TARTIŞMA ve SONUÇ	31
3.1 Deneysel Yöntem	31
3.1.1 Kondenser Sıcaklığına Göre Performans Parametrelerinin Değişimi...	31
4. SONUÇLAR	49
KAYNAKLAR	53
ÖZGEÇMİŞ	59



KISALTMALAR

BSS	: Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma
ç	: Çıkış
C	: Denklem Sabiti
ÇEES	: Çift Evaporatörlü Ejektörlü Sistem
CFC	: Kloroflorokarbon
evap	: Evaporatör
g	: Giriş
GWP	: Küresel Isınma Faktörü
h	: Özgül Entalpi (kJ/kg)
h_{2s}	: İzantropik Kompresör Durumunda Kompresör Çıkışındaki Entalpi
HC	: Hidrokarbon
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFO	: Hidrofloroolefin
kap	: Kapasite
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser
m	: Kütlesel Debi (kg/s)
ND	: İsimlendirilmemiş Soğutucu Akışkan
ODP	: Ozon Tüketme Potansiyeli
P	: Basınç (kPa)
Q	: Soğutma Kapasitesi (kW)
s	: Özgül Entropi (kJ/kg)
soğ	: Soğutucu Akışkan
soğut	: Soğutma
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı
T	: Sıcaklık (°C)
t	: Tahmin
T_c	: Yoğuşma Sıcaklığı (°C)
T_e	: Buharlaşma Sıcaklığı (°C)
UV	: Ultraviyole
W_{komp}	: Kompresörde Harcanan İş (kW)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
ω	: Hata Değeri



ÇİZELGE LİSTESİ	Sayfa No
Çizelge 2.1 Deneysel Sistemde Kullanılan Ekipmanların Özellikleri...	12
Çizelge 2.2 Deneysel Sistemde Kullanılan Sabit Basıncılı Ejektörün Teknik Ölçüleri.....	16
Çizelge 2.3 Sistemde Kullanılan Ölçüm Cihazlarının Özellikleri.....	23
Çizelge 2.4 Basınç Ölçülen Noktalar.....	24
Çizelge 2.5 Sıcaklık Ölçülen Noktalar.....	24
Çizelge 2.6 Belirsizlik Değerleri.....	25
Çizelge 2.7 517/2014 Sayılı Avrupa Birliği Yönetmeliği'ne Göre Soğutucu Akışkanların Ekipmanlara Göre Yasaklanma Tarihleri.....	28
Çizelge 2.8 Alternatif Soğutucu Akışkanların Özellikleri.....	29
Çizelge 3.1 Deney Sisteminde 34 °C Kondenser Sıcaklığında Alternatif Soğutucu Akışkanlardan Elde Edilen Çevrim Özellikleri ve Performans Parametrelerinin Soğutucu Akışkan R134a Kullanılması Durumu İle Elde Edilen Değerlere Göre Karşılaştırılması.....	48



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi elemanları.....	8
Şekil 1.2 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı.....	8
Şekil 1.3 İdeal ejektörlü soğutma çevrimi elemanları ve P-h diyagramı.....	9
Şekil 1.4 İdeal iki evaporatörlü soğutma çevrimi elemanları ve P-h diyagramı.....	10
Şekil 2.1 Ejektör destekli deneysel soğutma sistemi deney düzeneği...	11
Şekil 2.2 Evaporatör ve kondenser fanları.....	13
Şekil 2.3 Evaporatör#2 ve su çevrimi.....	13
Şekil 2.4 Kompresör sürücüsü, elektrik panosu içi görünümü.....	14
Şekil 2.5 Deneysel sistemde kullanılan ejektör.....	15
Şekil 2.6 Deneysel sistemde kullanılan sabit basınçlı ejektörün teknik resmi.....	15
Şekil 2.7 Kondenser çıkışı soğutucu akışkanın iki farklı kola ayrılması.....	17
Şekil 2.8 Ejektörlü soğutma deney sistemi sistem şeması.....	18
Şekil 2.9 ÇEES için ideal p-h diyagramı.....	20
Şekil 2.10 ÇEES için gerçek p-h diyagramı.....	21
Şekil 3.1 Kompresör giriş basınçlarının kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	33
Şekil 3.2 Buharlaşma sıcaklıklarının kondenser sıcaklığı ile değişimi..	34
Şekil 3.3 Kompresör güçlerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	35
Şekil 3.4 Kompresör sıkıştırma oranlarının kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	36
Şekil 3.5 Kondenser çıkışında yoğunluk değerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	37
Şekil 3.6 Kondenser çıkışında aşırı soğutma değerlerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	38



Şekil 3.7 Evaporatör#1 giriş basınçlarının kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	39
Şekil 3.8 Birim soğutucu akışkan kütlesi başına evaporatör#1 soğutma kapasitelerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	40
Şekil 3.9 Birim soğutucu akışkan kütlesi başına evaporatör#2 soğutma kapasitelerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi	41
Şekil 3.10 Kütlesel debilerin ($\dot{m}_9$) kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	42
Şekil 3.11 Evaporatör#1 soğutma kapasitelerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	43
Şekil 3.12 Evaporatör#2 soğutma kapasitelerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	44
Şekil 3.13 Toplam soğutma kapasitelerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	45
Şekil 3.14 STK'lerin kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	46



DÜŞÜK GWP'LI SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN KULLANIMINDA EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANS ANALİZİ

ÖZET

Yüksek küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerine sahip soğutucu akışkanların kullanılması küresel ısınmanın sebeplerinden birisidir. Uluslararası anlaşmaların ve yönetmeliklerin yürürlüğe konulması ile yüksek GWP değerine sahip soğutucu akışkanlarının kullanımlarının kademeli olarak yasaklanması amaçlanmaktadır. Bu kapsamda düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların buhar sıkıştırırmalı soğutma (BSS) sistemlerinde kullanılmasıyla ilgili araştırmalar yapılmaktadır. Klasik BSS sistemlerine iç ısı değiştirici veya ejektör gibi ekipmanlar eklenerek sistem performansı artırılabilir. Bu doğrultuda değerlendirilen ejektör, BSS sistemindeki tersinmezliklerin azaltımında ve genleşme esnasındaki işin geri kazanımında etkili bir sistem elemanıdır. Bu çalışmada R134a'nın alternatifi olarak düşük GWP'li soğutucu akışkanların kullanılması durumunda ejektör destekli bir soğutma çevriminde performans parametreleri analiz edilmiştir. Tez için kullanılan ejektör destekli soğutma çevriminin performansının iyileştirilmesi amacıyla sistem iki evaporatörlü olarak R134a soğutucu akışkanı için tasarlanmıştır. Deneysel sistem ilk olarak R134a ile test edilmiş ve daha sonra düşük GWP değerine sahip R1234ze(E), ND, R515a, R456a ve R516a soğutucu akışkanları ile farklı kondenser sıcaklıklarında sürekli rejim şartlarında testler tekrarlanmıştır. Sistemde farklı soğutucu akışkan kullanılması durumunda elde edilen performans parametreleri karşılaştırılmalı olarak analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde, düşük GWP değerine sahip tüm soğutucu akışkanlar ile ejektör destekli iki evaporatörlü soğutma sistemi başarı ile çalıştırılabilmiştir. Ayrıca, kondenser sıcaklığının 34°C olması durumunda R516a'dan elde edilen performans parametreleri R134a'ya çok yakın ve STK değeri %7 daha yüksek olduğu belirlenmiştir. GWP değeri dikkate alındığında çalışma kapsamında test edilen soğutucu akışkanlar arasında R134a'ya en iyi alternatifi R516a olduğu belirlenmiştir. Sistem R456a ve ND ile çalıştırıldığında R134a ile benzer sonuçlar elde edilmiştir. Ancak bu akışkanların kullanırken GWP değerleri dikkate alınmalıdır. R1234ze(E) ve R515a soğutucu akışkanların STK değerlerinin R134a'dan daha yüksek olduğu tespit edilmiş ancak performansları soğutma kapasiteleri açısından yetersiz bulunmuştur. Son olarak, değerlendirilen sistem için R134a'ya en iyi alternatifi R516a olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Ejektör; GWP; STK; R516a ; R456a



PERFORMANCE ANALYSIS OF REFRIGERATION SYSTEM WITH EJECTOR IN USING LOW GWP REFRIGERANTS

ABSTRACT

One of the causes of global warming is the use of refrigerants with a high global warming potential (GWP) value. Refrigerants with high GWP are intended to be banned gradually, with the enactment of international agreements and regulations. For this reason, researches have carried out on the use of low GWP refrigerants in vapor compression refrigeration (VCR) systems. System performance can be increased by adding equipment such as internal heat exchangers or ejectors to VCR systems. The proposed ejector is an effective system component in reducing the irreversibility in the VCR system and recovering the work during expansion. In this study, the performance parameters of a refrigeration cycle with an ejector are analyzed in the case of using low GWP refrigerants as an alternative to R134a. In order to improve the performance of the ejector refrigeration cycle used in this study, the system is designed with two evaporators and for R134a refrigerant. The experimental system was first tested with R134a and alternatively low GWP refrigerants R1234ze(E), ND, R515a, R456a and R516a were tested under steady-state conditions at different condenser temperatures. The performance parameters obtained in the case of using different refrigerants in the system have been analyzed comparatively. Considering the results, the two-evaporator refrigeration system with ejector could be operated successfully with all refrigerants with low GWP values. In addition, it was determined that the performance parameters obtained with R516a were very close to those with R134a and the COP value was 7% higher when the condenser temperature was 34°C. When examined according to the GWP value, it was determined that the best alternative to R134a among the refrigerants tested within the COP of the study was R516a. Similar results were obtained with R134a when the system was operated with R456a and ND, but GWP values should be considered when using these fluids. It was determined that the COP values of R1234ze(E) and R515a refrigerants were higher those of R134a, but their performance was found to be insufficient in terms of cooling capacities. Finally, R516a was found to be the best alternative to R134a for the system evaluated.

Keywords: Ejector, GWP, COP, R516a, R456a.



1. GİRİŞ

Enerji tüketim maliyetlerinin düşürülmesi ve emisyon değerlerinin çevreye olan olumsuz etkilerinin azaltılması, enerji tüketen sistemlerin iyileştirilmesini gerektirmektedir. Yapılan çalışmalar enerji tüketen sistemlerde tüketilen enerji miktarının düşürülmesini sağlarken istenilen performansın ve konfor şartlarının üst düzeyde tutulmasını amaçlamaktadır. İklimlendirme sistemleri enerji tüketiminde önemli bir yere sahiptir. Endüstriyel klima sistemleri, bina ısıtma ve soğutma sistemleri, otomotiv klima sistemleri, soğuk depolama ve taşımacılığı gibi daha birçok alanda iklimlendirme sistemleri kullanılmaktadır. Dünyada toplam enerji miktarının yaklaşık olarak %20'sinin iklimlendirme sistemleri tarafından tüketildiği belirlenmiştir [1]. Bu bağlamda iklimlendirme sistemlerinde ısıtma ve soğutma tesir katsayılarının yüksek tutulması, kompresör enerji tüketim miktarının ve sistemde yer alan diğer ekipmanların basınç kayıplarının düşürülmesi gerektirmektedir.

İklimlendirme sistemlerinde performans değerleri yüksek soğutucu akışkanlar tercih edilmekte, bu da olumsuz çevresel etkilerinin yanında enerji tüketim değerlerinin artmasına neden olmaktadır. Bu durum iklimlendirme sistemlerinin çevreye olan etkilerinin azaltılarak performansının artırılması ve etkin kullanılmasını gerektirmektedir. Çevreye verdikleri olumsuz etkilerinden dolayı iklimlendirme sistemlerinde Hidrokloroflorokarbon (HCFC) grubu halojenli organik bileşik esaslı soğutucu akışkanların yerine düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerine sahip soğutucu akışkanların (R1234yf, R1234ze(E), R32, R413A, R450A v.s.) yer verilmektedir [2]. Ancak düşük GWP değerine sahip akışkanların kullanılması durumunda benzer performans değerlerinin elde edilebilmesi için soğutma sistemlerinde çeşitli modifikasyonlar yapılması gerekebilir [3]. Literatürde bu konu üzerine pek çok çalışmalar yapılmış ve hala araştırmalar devam etmektedir. Bu bağlamda günümüzde yaygın olarak kullanılan ancak kısıtlamalardan dolayı alternatifleri ile değiştirilmesi hedeflenen soğutucu akışkanlardan biride R134a'dır. R134a otomotiv klimaları, merkezi klima sistemleri ve endüstriyel soğutma sistemleri gibi alanlar en çok tercih edilen soğutucu akışkanlardan biridir.

Ancak R134a'nın GWP değeri 1300'dür [4]. Bundan dolayı kullanımına kısıtlama ve kademeli olarak yasaklamalar getirilmektedir. Bu kapsamda R134a'ya alternatif soğutucu akışkan arayışları devam etmektedir. R134a'ya alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E), R516a, ND, R456a soğutucu akışkanları ön plana çıkmaktadır [5]. Bu

bağlamda alternatif soğutucu akışkanların R134a'nın yerine kullanılması durumunda soğutma sistemlerinde bazı değişiklikler yapılarak performansı artırılabilir. Soğutma sisteminde iç ısı değiştirici kullanımı, genleşme valfi yerine ejektör kullanımı gibi değişiklikler ile sistemlerin performansı arttırılmaya çalışılmaktadır [6]. Soğutma çevrimlerinde kondenserden gelen yüksek basınçlı soğutucu akışkanın basıncını düşürmek için kısma elamanı olarak kılcal boru veya genleşme valfi elemanları kullanılır. Kullanılan sistemlerde enerji kaybının yüksek olmasıyla birlikte soğutma sistemindeki kompresöründe enerji tüketim değerleri artar. Bu olumsuzluğun önüne geçebilmek amacıyla soğutma sistemlerinde genleşme elemanı olarak ejektör kullanımıyla ilgili araştırmalar yürütülmeye devam etmektedir. Ejektörlü sistemlerde R134a'nın yerine alternatif farklı soğutucu akışkanlar kullanılması durumunda sistem performans parametrelerinin nasıl değiştiği bu çalışmanın asıl amacıdır.

1.1 Literatür Özeti

1.1.1 Ejektörlü Soğutma Sistemleri Literatür Araştırması

Soğutucu akışkanların çevreye verdikleri olumsuz etkilerin azaltılması amacıyla düşük GWP'li soğutucu akışkanların kullanımına yönelik araştırmalar devam etmektedir [7]. Konfor ve endüstriyel soğutma uygulamalarında genel olarak buhar sıkıştırımlı soğutma (BSS) çevrimi prensibi ile çalışan sistemler kullanılmaktadır. BSS sistemleri bir kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, genleşme valfi ve yardımcı ekipmanlardan oluşur. BSS sistemlerinde genleşme işlemi kısılma vanaları veya kapiler tüp kullanılarak yapılmaktadır. Ancak, kısma işlemi çevrimde termodinamik kayıplara neden olmaktadır. Ayrıca genleşme valflerindeki izentalpik süreç, tersinmezlikler nedeniyle soğutma sistemlerinin enerji verimliliğini ifade eden soğutma tesir katsayısı (STK) değerini düşürmektedir [8]. Bu kayıpların azaltılması amacıyla klasik BSS sistemlerinde çeşitli iyileştirmeler yapılabilmektedir. BSS sistemlerinde kısma valfi yerine ejektör kullanılarak kısma kayıpları geri kazanılabilir ve sistem STK değeri arttırılabilir. Genleşme ekipmanları yerine veya birlikte ejektör kullanmak son yıllarda üzerine çalışılan araştırma konularından biri olmuştur. Basit yapısı, düşük maliyeti ve uzun ömürlü olmasından dolayı son yıllarda ejektörün soğutma sistemlerinde kullanımı ile ilgili araştırmalar artış göstermiştir [9]. Yapılan çalışmalarda termostatik kısılma vanası yerine ejektör

kullanılmasıyla soğutma sisteminlerinden elde edilen STK değerinin % 5 ile % 25 aralığında arttığı görülmüştür [10]. Bu konuda literatürde yapılan bazı çalışmalar aşağıda verilmektedir.

Disawas ve arkadaşları 2004'te yaptıkları çalışmalarda bir soğutma sisteminde iki fazlı ejektörün sistem performansına etkisini değerlendirmişlerdir. Çalışmalarında genişleme valfi olarak iki fazlı bir ejektör kullanmıştır. Bu çalışmalardan edindikleri sonuçları konvansiyonel soğutma döngüsüyle karşılaştırmışlardır. Buldukları sonuçlar doğrultusunda iki fazlı ejektör soğutma çevriminin performans katsayısının yaptıkları tüm deneysel koşul aralıklarında konvansiyonel soğutma çevriminden daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir [11].

Yu ve arkadaşları 2008'de kaskad buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevrimini ejektör ile destekleyerek araştırma yapmışlardır. Kompresör giriş basıncını arttırarak kayıp kullanılabilir iş miktarını arttırmayı hedeflemişlerdir. Soğutucu akışkan olarak R23 ve R134a karışımı kullanılmışlardır ve bu karışımın farklı karışım oranlarının sistem üzerine etkilerini de incelemişlerdir. Ejektör basınç oranı 1,35 olduğu durumda önerdikleri sistemin STK değerinin % 19,1-25,8 iyileştiği tespit etmişlerdir [12]. Elbel ve Hrnjak 2008'de yaptıkları çalışmada ejektörlü soğutma sisteminin STK ve soğutma kapasitesinin % 7 ve % 8 oranında iyileştiğini belirlemişlerdir [13].

Zhou ve arkadaşları 2013'te ejektör girişinde iki tane nozul kullanarak ejektördeki basınç ve sıcaklık değişimlerini gözlemledikleri teorik bir çalışma yapmışlardır. Yaptıkları teorik çalışma sonucunda yeni geliştirilen sistemin standart buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre STK değerinin 22.9 – 50.8% daha yüksek olduğunu, aynı zamanda önerilen sistemde genleşme valfinin yerine ejektörün kullanılması ve kayıpların azaltılması ile STK değerinin geleneksel ejektörlü sisteme göre 10.5–30.8% daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir [14].

Boumaraf ve arkadaşları 2014'te yaptıkları çalışmada farklı soğutucu akışkanları, oluşturduğu ejektörlü soğutma çevriminde test etmişlerdir. R134a ve R1234yf kullanarak yaptığı çalışmalar sonucunda BSS çevrimine göre STK artışı elde ettiğini ve sistemde R1234yf kullanılırken STK artışının daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir [15].

Li ve arkadaşları 2014'te oluşturduğu ejektörlü soğutma çevriminde 40°C yoğuşma ve 5°C buharlaşma sıcaklığında R134a ve R1234yf'yi modellemişlerdir. Bunun sonucunda R1234yf'nin R134a'dan daha yüksek STK değerine ulaştığını belirtmişlerdir [16].

Moles ve arkadaşları 2014'te yaptıkları çalışmada R134a'nın soğutma değerleri ve STK değerine ulaşamayan R1234yf ve R1234ze(E) için ejektör kullanılmasını önermiş ve ejektör destekli matematiksel bir sistem oluşturmuşlardır. Bu sistem sonucunda ejektör destekli sistemdeki R1234yf ve R1234ze(E)'nin BSS durumundaki R134a'ya STK olarak %4 ve %7 yaklaştığını hesaplamışlardır [17].

Sumeru ve arkadaşları 2014'te yaptıkları çalışmada iç mekan klimaları için ejektörlü sistemi deneysel olarak test etmişlerdir. Yaptıkları deneylerde ejektör kullanılan sistemden BSS'ye göre daha yüksek STK değerlerinin elde edildiğini belirlemişlerdir. STK değerlerinin 30, 35 ve 40°C kondenser sıcaklıklarında sırasıyla %4, %11, %13,7'lik artış gerçekleştirdiğini tespit etmişlerdir [18].

Pottker ve Hrnjak 2015'te yaptıkları çalışmada su soğutmalı evaporatör kullanılan sistemlerde ejektörün kullanılmasıyla STK değerinin % 8.4 oranında arttığını belirlemişlerdir [19].

Hassanain ve arkadaşları 2015'te yaptıkları çalışmada ejektörlü bir sistemini R134a soğutucu akışkanı kullanarak modellemişlerdir. Matematiksel modellerini Engineering Equation Solver (EES) programı kullanarak yapmışlardır. Yaptıkları deneyler sonucunda ejektörün buharlaşma sıcaklığını -10°C'den 10°C'ye yükselttiğini hesaplamışlardır. Bunun sonucunda %2,3 hata payı ile STK' de %87 artış bulmuşlardır [20].

Sağ ve arkadaşları 2016'da yaptıkları çalışmada farklı geometrik yapılara sahip ejektör elemanları ile STK değerinin BSS'ye göre %5-13 arasında artış gerçekleştirdiğini tespit etmişlerdir [21].

Lui ve arkadaşları 2016'da yaptıkları çalışmada ejektörün birinci girişindeki boğaz çapını 2 mm olarak belirlemiş ve sistemde soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanmıştır. Bunun sonucunda sistemde BSS'ye göre STK değerinde %21'lik bir artışa ulaşmıştır [22].

Jeon ve arkadaşları 2017'de yaptıkları çalışmada ejektöre giden soğutucu akışkanı kondenser çıkışında iki farklı yola ayırmışlardır. Bu yollardan biri ejektöre doğrudan ulaşırken diğer yol evaporatörde buharlaşarak ejektöre ulaşmıştır. Bu durumda ejektör çıkışındaki basıncı incelemişler ve sonuç olarak %11,4 basınç artış oranı tespit etmişlerdir. Bu durumun STK artışı için kullanılabileceğinden bahsetmişlerdir [23].

Sağ ve arkadaşları 2017’de yaptıkları çalışmada klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre ejektörlü sistemin STK değerini %14,2’ye kadar arttırdığını tespit etmişlerdir [24].

Liu ve arkadaşları 2021’de yaptıkları çalışmada bir ısı pompası sisteminde ejektörü kullanarak incelemişlerdir. Deneysel olarak modelledikleri çalışmada 8 farklı soğutucu akışkan kullanmışlardır. Yaptıkları deneyler sonucunda STK’ de en çok artışı sistemde R290 kullandığında %20 olarak hesaplamışlardır [25].

Lin ve arkadaşları yaptıkları sistemde ejektörün karışım odasını bir mil yardımı ile değiştirmişlerdir ve basınç geri kazanımını hedeflemişlerdir. Basınç geri kazanımının %8 ile %20 ile arasında değiştiğini gözlemlemişler. Bu durumu çoklu evaporatör kullanan sistemlerde kullanılabileceğini belirtmişlerdir [26].

1.1.2 İki Evaporatörlü Ejektörlü Sistemler Literatür Araştırması

Lawrence ve Elbel 2013’te yaptıkları çalışmalarda ejektör destekli ve iki evaporatörlü R134a ve R1234yf kullanabilen sistemin, klasik iki evaporatörlü soğutma sistemine göre STK değerinin %8 ve %12 oranlarında yükseldiğini belirlemişlerdir. Ayrıca transkritik bölgede çalışan R744 soğutucu akışkanlı soğutma çevriminde iki fazlı ejektör kullanılarak genişleme kayıpları azaltılabileceği sonucuna ulaşmışlardır [27].

Ünal ve Yılmaz 2015’te yaptıkları çalışmada otobüsler için tasarlanmış çift evaporatör ve ejektör kullanılan bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimini performansını araştırmışlardır. Sistemlerinde genişleme valfi yerine iki fazlı ejektör kullanmışlardır. Karıştırma işleminin ejektörün sabit enine kesit alanında ve sabit basınçta gerçekleştiğini varsayarak termodinamik analiz yapmışlar ve konvansiyonel soğutma çevrimlerine göre STK değerlerinde % 15’lik bir artış gözlemlemişlerdir [28].

Lawrance ve Elbel 2016’da yaptıkları diğer bir çalışmada ise ejektör kullanımını, sistemde seperatörün kullanıldığı ve kullanılmadığı durum için test etmişlerdir. Ayrıca sistemde soğutucu akışkanı yönlendirerek evaporatörü farklı konfigürasyonlarda kullanmışlardır. Sistemin seperatörün dahil olduğu sıvı döngülü

olarak çalıştırılması durumunda klasik ejektörlü sisteme göre %7 oranında daha yüksek STK değerlerine sahip olduğunu belirlemişlerdir [29].

Geng ve arkadaşları 2016'da yaptıkları çalışmada iki evaporatörlü ve ejektörlü bir sistemi R134a kullanarak deneylerini gerçekleştirmişlerdir. BSS'ye göre %16-%30 arasında daha yüksek STK değerine ulaşmışlardır [30].

Boccardi ve arkadaşları 2017'de yaptıkları çalışmalarda sudan - havaya CO₂'li, ejektör genleşmeli bir ısı pompası sistemini, her birleşenini kısmi ve tam yük şartlarında deneysel olarak test etmişlerdir. Ejektör alan oranlarını %33,1-86,6, kompresör frekans değerlerini 30-60 Hz ve çevre havası sıcaklıklarını 15-12 °C değiştirerek testler gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak ejektör kullanımının klasik sisteme göre STK değerini %13 ile %20 arasında arttırdığını belirlemişlerdir [31].

Kim ve arkadaşları 2018'de yaptıkları çalışmalarında R410a kullanılan buhar sıkıştırma çift evaporatör ve ejektörlü genleşmeli soğutma sisteminin performansını çeşitli çalışma koşulları altında farklı ejektör geometrileri deneyerek test etmişlerdir. Hem kondenser çıkışında hemde ejektör girişinde debimetre kullanılarak ölçülen debi değerlerini oranlamış ve karıştırma oranı hesaplanmıştır. Karıştırma oranının performans değerlerine etkisi incelenmiştir. Karıştırma oranının artmasıyla STK değerinin azaldığını belirlemişlerdir. Çift evaporatörlü ejektör kullanılan sistem yüksek soğutma kapasitesi istenildiğinde soğutucu akışkan debisinin artırılması amacıyla etkin olarak kullanılabileceğini göstermişlerdir [32].

Liu ve arkadaşları 2021'de yaptıkları deneysel çalışmada iki evaporatör ve iki ejektör kullanan bir soğutma sistemini incelemişlerdir. Soğutucu akışkan olarak CO₂'nin kullanıldığı bu çalışmada tasarlanan sistemden elde edilen STK değerinin tüm çalışma koşulları için BSS'den %15-%27 arasında yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca kompresör sıkıştırma oranında da %19'a kadar bir azalma hesaplamışlardır [33].

1.1.3 Tezin Amacı

Ejektörün, soğutma sistemlerinde kullanımının ana amacı; kompresör giriş basınçlarını yükseltmek ve kompresörün iş yükünü azaltmaktır. Böylece soğutma sistemlerinde enerji verimliliğini ifade eden STK değeri artırılabilir. Ejektör soğutma sistemlerinde farklı konfigürasyonlarda kullanılabilmektedir. Sıvı-buhar

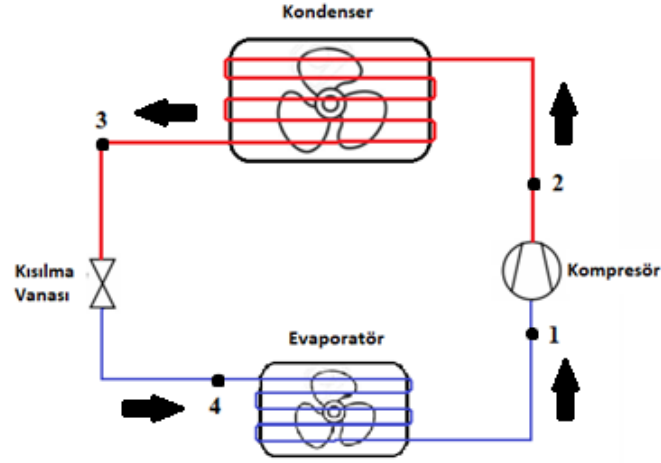
ayırıcı ile kullanılabildiği gibi iki evaporatörlü sistemlerde sıvı-buhar ayırıcı olmadan da kullanılabilmektedir.

Literatür incelendiğinde, düşük GWP'li farklı soğutucu akışkanlar kullanılabilen iki evaporatörlü soğutma sistemlerinde ejektörün kullanımı ile ilgili deneysel çalışmaların oldukça sınırlı olduğu görülmüştür. Bu çalışmada deneysel ejektör destekli iki evaporatörlü soğutma sistemin performansı farklı soğutucu akışkanların kullanılması için test edilmiştir. Deneysel sistem ilk olarak R134a ile test edilmiştir. Daha sonra deneysel sisteme sırasıyla R1234ze(E) saf akışkanı ve ND, R456a, R515a, R516a karışım akışkanları yüklenerek aynı koşullar altında testler tekrarlanmıştır. Farklı soğutucu akışkanlar için sistemin performans parametreleri hesaplanmış ve grafikler halinde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Böylece ejektörün farklı soğutucu akışkanların kullanımında sisteme olan katkısı belirlenmiştir.

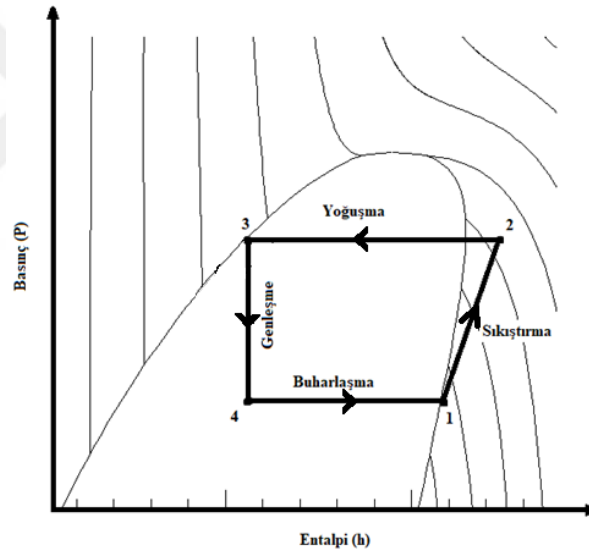
1.2 Soğutma Çevrimi

1.2.1 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Mekanik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi ana elemanları kompresör, kondanser, genişleme valfi ve evaporatördür. Kompresör düşük sıcaklıkta, düşük basınçlı soğutucu akışkan buharını yüksek sıcaklıkta, yüksek basınçlı buhara sıkıştırır. Daha sonra yüksek basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan kondansere girerek sabit basınçta yoğuşur. Kondanserden yüksek basınçta sıvı halde çıkan soğutucu akışkan genişleme valfine girer ve burada basıncı düşürülerek alçak basınç halinde evaporatör girişine gelir. Genleşme valfinin çıkışındaki soğutucu akışkan, düşük sıcaklıkta sıvı buhar karışımı halindedir [34]. Düşük buhar basıncındaki sıvı-buhar karışımı soğutucu akışkan evaporatörde dış ortamdaki ısı alarak buharlaşır. Soğutucu akışkan daha sonra düşük sıcaklık ve basınçta buhar halinde kompresöre gelerek çevrimini tamamlar. Şekil 1.1'de klasik mekanik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin ana elemanları verilmiştir. Şekil 1.2'de ideal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı gösterilmektedir. İdeal durumda evaporatör ve buharlaştırıcıda ısı aktarımı sabit basınçta gerçekleştiği kabul edilir. Ayrıca genişleme valfindeki işlem izentalpik (sabit entalpide) ve sistem kompresöründe soğutucu akışkanının izentropik (sabit entropide) gerçekleştiği kabul edilir.



Şekil 1.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi elemanları

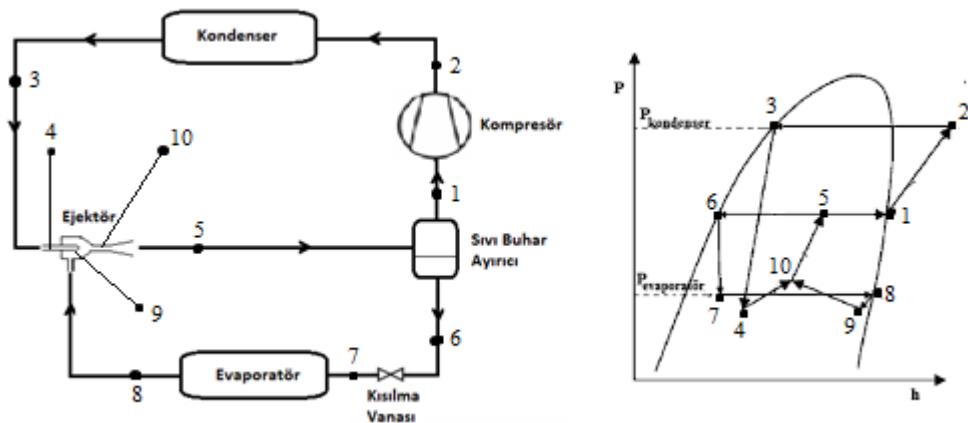


Şekil 1.2. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı

1.2.2 Ejektörlü Soğutma Çevrimleri

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerindeki kısılma (genleşme) işlemi sırasında, soğutucu akışkanın basıncı düşer ve büyük miktarda kinetik enerji kaybı olur. Ancak kısıma işlemi izentalpik değildir ve sonuç olarak, bu tersinmezlik sistemin genel verimliliğini ve STK'sini azaltır [35].

Ejektör düşük maliyetli, hareketli parçası olmaması ve kurulumu kolay olması gibi avantajlara sahiptir. Ejektörü bir genleşme cihazı olarak kullanmanın ana prensibi, çalışma sıvısından (birincil akım) çıkarılan kinetik enerjiyi, ikincil bir akımı sürüklemek ve bir sıkıştırma etkisi yapmak için yeniden kullanmak, böylece mekanik kompresöre yardımcı olmak ve toplam sıkıştırma gücünü azaltmaktır. Şekil 1.3'te ejektörlü soğutma çevrimi çalışma prensibi şeması görülmektedir. Ejektörlü soğutma sistemlerinde en büyük sorunu evaporatöre gelecek sıvı fazındaki soğutucu akışkan ve kompresöre girecek olan buhar fazındaki soğutucu akışkanı ayıracak olan sıvı-buhar ayırıcı oluşturmaktadır. Sıvı buhar ayırıcının sıvıyı ve buharı ayıramama durumuna verimsizlik adı verilmiştir. Lawrance ve arkadaşları 2012'de yaptığı çalışmada bu verimsizlik değerinin %15'i geçmesi durumunda STK değerini eksi olarak etkileyeceğini belirtmiştir [36]. Sağ 2015'deki gerçekleştirdiği çalışmada oluşturduğu sistem için kullandığı separatörde verimsizlik değerinin yüksek olması sebebiyle ve bu sebepten dolayı yeni separator modellerini deneyerek imal ettirmiş ve STK'de artış gerçekleştirmiştir. Aynı tezde sıvı- buhar ayırıcı yerine; iç ısı değiştirici, elektrikli ısıtıcı, ikinci bir evaporatör kullanılabileceğinden bahsetmiştir [37].

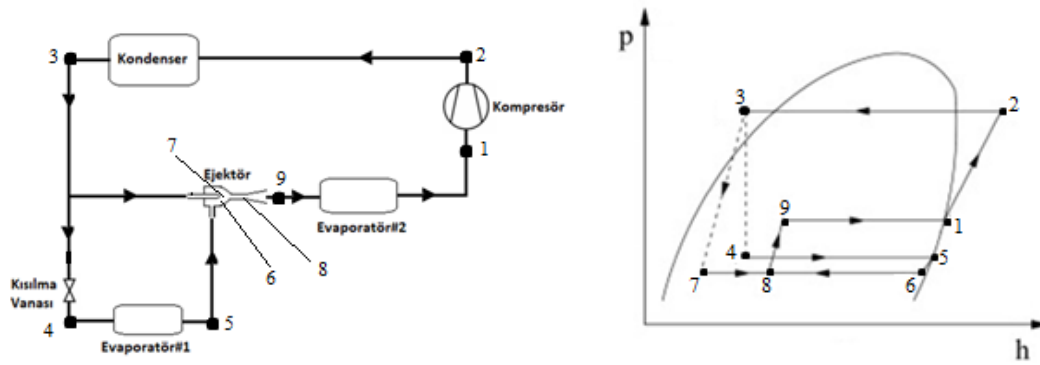


Şekil 1.3. İdeal ejektörlü soğutma çevrimi elemanları ve P-h diyagramı

1.2.3 İki Evaporatörlü Ejektörlü Sistem

Ejektörün iki evaporatörlü soğutma sisteminde kullanılması durumunda ise kondenserden çıkan soğutucu akışkan Şekil 1.4'te görüldüğü gibi iki kola ayrılır.

Birincisi ejektöre ikinci akışkan ise evaporatör#1'in genleşme vanasına gönderilir. 2. koldan gelen ve evaporatör#1'den kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkan ejektöre gelir ve 1. koldan gelen yüksek basınçlı sıvı akışkan tarafından vakum etkisi ile ejektör içerisine çekilir. Birinci ve ikinci koldan gelen soğutucu akışkan ejektörün karıştırma bölümünde karıştırılır. Karıştırma işleminden sonra, soğutucu akışkan ejektörün difüzör bölümüne girer. Bu çevrimde kondenserden gelen soğutucu akışkan ejektörün difüzör bölümünden geçerken basınç enerjisini geri kazanır ve sonra yüksek sıcaklıkta evaporatör#2'den geçerek aşırı kızgınlık (superheat) değeri arttırılmış olarak kompresöre gönderilir. Ejektöre verilen birincil akışkanın ejektör içerisindeki hızından dolayı (soğutucu akışkanın kinetik enerjisi artar basınca bağlı enerji değeri düşer) karışım odasındaki basınç düşüşüne bağlı olarak ikincil yoldan akışkan çekilir. Söz konusu ikincil yoldan çekilen akışkan birincil yoldan gelen akışkan ile karışarak faz değişimine uğrar ve buna bağlı olarak difüzör boyunca buharlaşır. Bu buharlaşma bir miktar basınç artışına sebep olur. Daha sonra akışkan sırasıyla önce evaporatör#2'ye daha sonra kompresöre gönderilir [32]. İki evaporatörlü ejektörlü sistem bir sıvı-buhar ayırıcıya ihtiyaç duymaz. Bu durumda sıvı buhar verimsizliği önemini kaybeder. Ayrıca ejektör çıkışındaki sıvı buhar karışımı kullanılarak bir soğutma kapasitesi elde edilir.

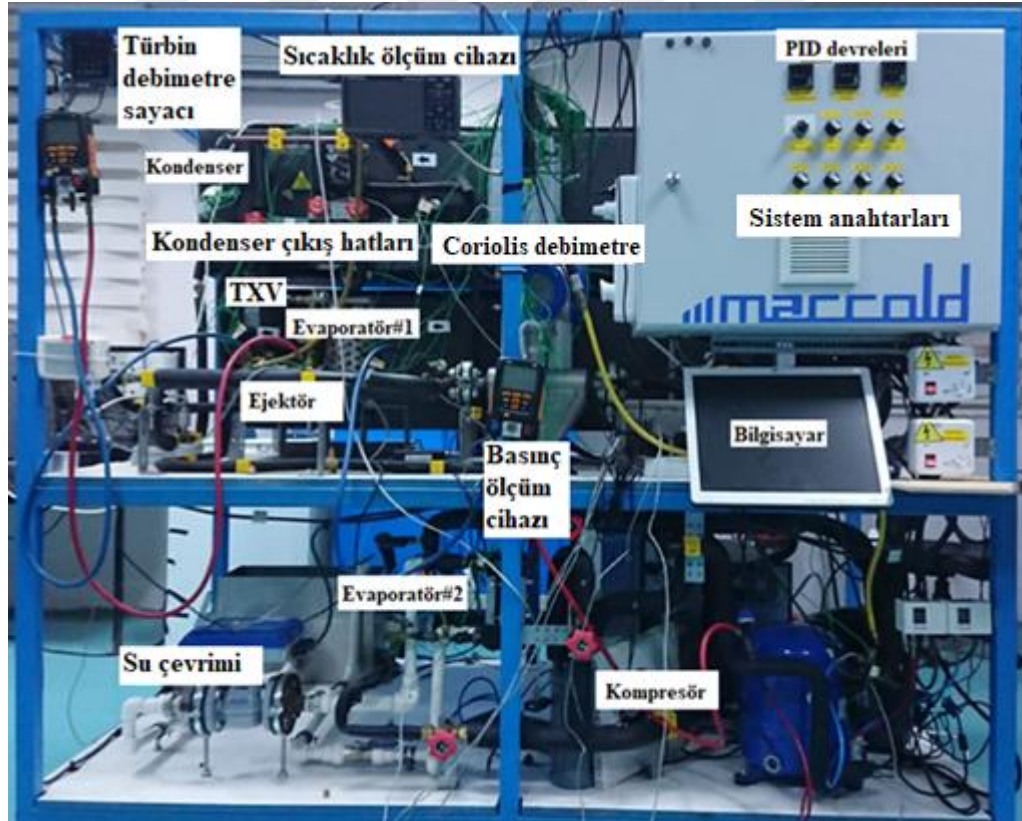


Şekil 1.4. İdeal iki evaporatörlü soğutma çevrimi elemanları ve P-h diyagramı

2. MATERYAL ve METOD

2.1 Deneysel Sistem

Deneyler Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği İklimlendirme Sistemleri Laboratuvarında bulunan ve BAP No. 2019/AP/0013 ve 2020/YL/0006 numaralı proje kapsamında kurulmuş olan ‘ejektör destekli soğutma deney sistemi’ üzerinde yapılmıştır. Ejektör destekli soğutma deney sistemi farklı soğutucu akışkanlar kullanılması durumunda ejektörün soğutma sistemi üzerindeki etkisinin belirlenmesi için dizayn edilmiştir. Soğutma devresi genel olarak kompakt büyüklükte endüstriyel klima sistemi bileşenlerinden meydana gelmiştir. Sistemde yarı hermetik tip kompresör lamine tip iç ve dış ünite, termostatik genişleme valfi, su ile soğutucu akışkan arasında ısı değişimini sağlayan plakalı ısı değiştirici bulunmaktadır. Deneysel sistemde kullanılan kompresör, kondenser, ve evaporatörlerin özellikleri Çizelge 2.1’de verilmiştir. Deneysel sistemin görünümü Şekil 2.1’de sunulmuştur.



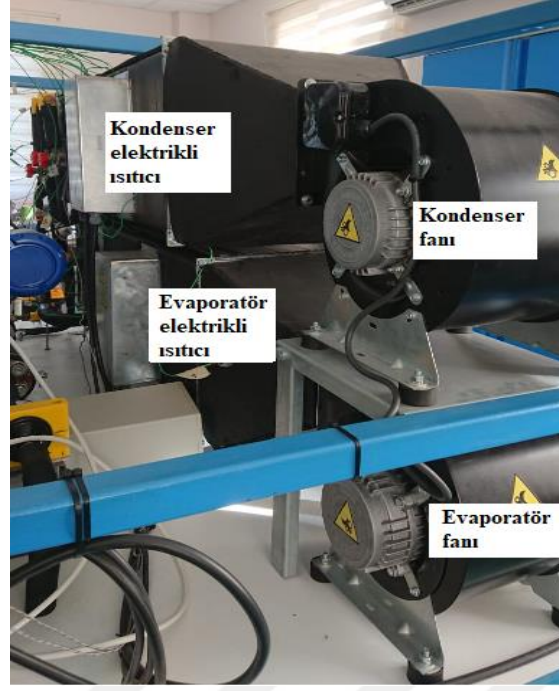
Şekil 2.1. Ejektör destekli deneysel soğutma sistemi deney düzeneği

Çizelge 2.1 : Deneysel sistemde kullanılan ekipmanların özellikleri

Ekipman	Tipi	Özellikler
Kompresör	Hermetik, değişken frekanslı	Danfoss MTZ 022-4 b Kompresör - 2,9 kW , Danfoss 380 - 400 V 50 Hz, 50 Hz, 2900 rpm
Kondenser	Hava soğutmalı	6,6 m ² , devre geçiş sayısı 3/20, sıra sayısı:5, Duyulur ısı oranı:0,82, Genel Isı transferi oranı:48 W m ⁻² K ⁻¹
Evaporatör#1	Hava soğutmalı	9,9 m ² , devre geçiş sayısı 2/39, sıra sayısı:6, Duyulur ısı oranı:1, Genel Isı transferi oranı: 52 W m ⁻² K ⁻¹
Kısılma Vanası (TXV)	Değişken orifisli dıştan dengelemeli	Danfoss 068Z3386 TEN 2
Evaporatör#2	Plakalı ısı değiştiricisi	Plaka sayısı:24, ısı transfer alanı:0,5 m ²

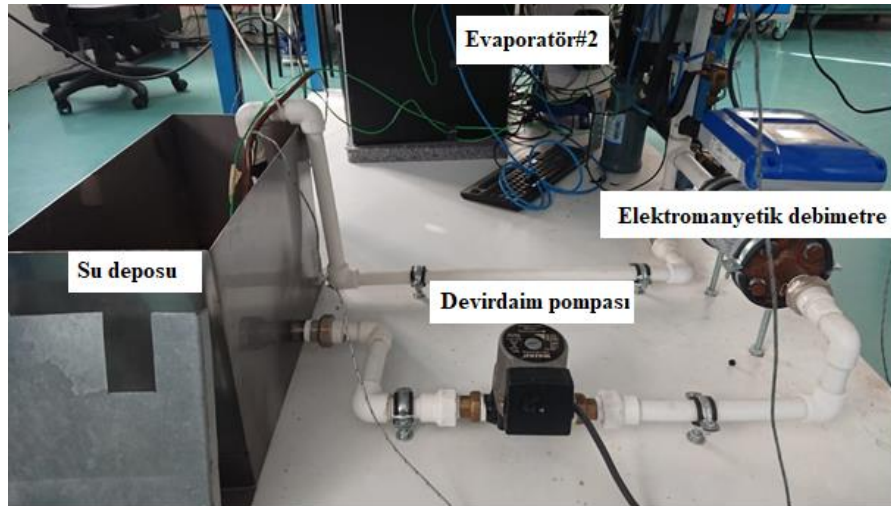
2.1.1 Deneysel Sistemin Yapısı

Kondenser ve evaporatör kanallarında istenilen debide hava akımlarını sağlamak amacıyla, kanal girişlerine değişken devirli fanlar yerleştirilmiştir. Evaporatör fanı hava hızını 3,2 m/s, kondenser fanı ise 5,8 m/s yükseltebilmektedir. Ayrıca kanal içerisine istenilen hava akımı sıcaklıklarını sağlamak amacıyla üç fazlı elektrik enerjisi ile çalışan elektrikli ısıtıcılar yerleştirilmiştir. Bu ısıtıcılar PID devre ile kontrol edilmiş ve hava akımı sıcaklıklarını çevre sıcaklıkları üzerinde istenilen değerlere getirilmiştir. Sistemde kondenser olarak hava ile şartlandırılan borulu kanatlı bir ısı değiştirici kullanılmıştır. Kondenser ve evaporatör kanalları ile fan bağlantıları Şekil 2.2’de verilmiştir.



Şekil 2.2. Evaporatör ve kondenser fanları

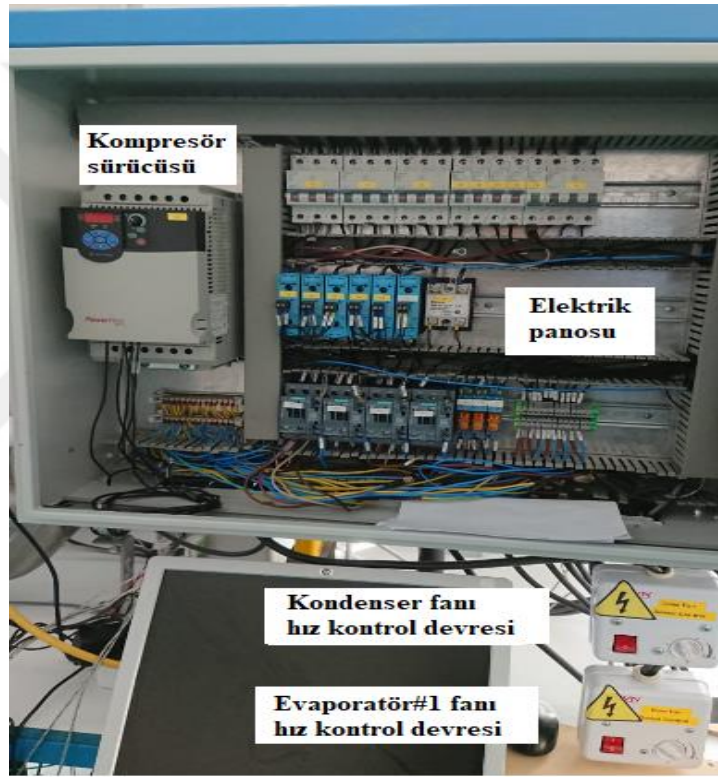
Sistemde kullanılan ikinci evaporatör ise lehimli plaka tipi ısı değişiricidir ve su çevrimi ile şartlandırılmıştır. Depoda bulunan su PID devresinin kontrol ettiği elektrikli ısıtıcıyla şartlandırılmış ve devirdaim pompası ile ısı değiştiriceye ulaştırılmıştır. Su çevrimi Şekil 2.3'te görülmektedir.



Şekil 2.3. Evaporatör#2 ve su çevrimi

Sistemde kompresör olarak yarı hermetik kompresör kullanılmıştır. Bu kompresörün hız kontrolü bir sürücü ile frekans değiştirilerek yapılmıştır. Kompresörün öncesine

sistemde dolaşan fazla akışkanı depolamak ve kompresöre sıvı akışkan gitmesini önlemek amacıyla bir akümülatör konulmuştur. Ayrıca alçak basınç ve yüksek basınç prosestatları kullanılarak kompresörün çok alçak ve çok yüksek basınçlarda çalışması önlenmiştir. Deney sisteminde Danfoss'un MTZ022 kompresörü kullanılmaktadır. Hermetik pistonlu kompresörler soğutucu akışkanı piston sayesinde sıkıştıran, elektrik motoru ile kompresörün aynı izole kabinde yer aldığı kompresör çeşitleridir. Kompresörün hız kontrolü frekans değiştirilebilen bir sürücü sayesinde yapılmaktadır. Şekil 2.4'te kompresör sürücüsü, fan hız kontrol devreleri ve elektrik panosunun içinin görünümü verilmiştir.



Şekil 2.4. Kompresör sürücüsü, elektrik panosu içi görünümü

2.1.2 Deney Sisteminde Kullanılan Ejektör

Ejektör, yüksek basınçlı iş akışkanın iç enerjisini, kinetik enerjiye dönüştürerek oluşturduğu düşük basınç sayesinde aynı iş akışkanını ikinci bir hat yardımıyla vakum etkisi oluşturarak karıştıran, karışım halindeki akışkanın kinetik enerjisini iç

enerjiye dönüştüren hareketsiz bir sistem elemanıdır. Sabit alan modeli ve sabit basınç modeli olarak iki temel şekilde imal edilebilir [38].

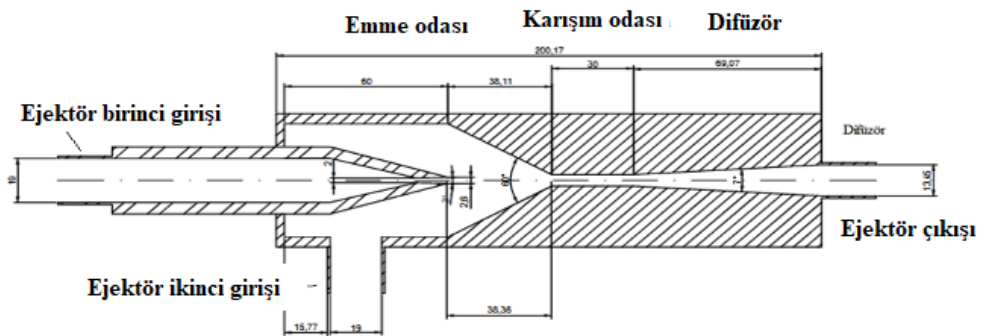
Ejektör, hareketli parçası bulunmayan, sessiz, güvenilir, ilk yatırım maliyeti haricinde bakım ücreti gerektirmeyen, soğutma, havacılık, kimya gibi endüstriyel uygulamalarda kullanılan bir sistem elemanıdır [39, 40].

Ejektörün soğutma sistemlerinde kullanımı ilk olarak Maurice Leblanc tarafından 1910'da tasarlanmıştır [41]. 1930'larda büyük binalardaki iklimlendirme sistemleri için popülerlik kazansa da 1950'lerden sonra bu popülerliği azalmıştır [42]. Günümüze iklimlendirme sistemlerinin daha düşük güçlerde çalıştırılması ve daha düşük tersinmezlik ihtimalinden dolayı kullanımı artmıştır [43,44].

Deneysel sistemde sabit basınç modeline sahip ejektör kullanılmıştır. Bu ejektör paslanmaz çelikten yapılmıştır. Ejektörün birinci girişine kondenser çıkışında bulunan yüksek basınçta sıvı fazdaki soğutucu akışkan yönlendirilmiştir. Ejektörün ikinci girişine ise evaporatör#1'den gelen buhar fazındaki soğutucu akışkan yönlendirilmiştir. Sistemde kullanılan ejektör Şekil 2.5'te, teknik resmi ise Şekil 2.6'da gösterilmiştir. Çizelge 2.2'de ejektörün teknik özellikleri verilmektedir.



Şekil 2.5. Deneysel sistemde kullanılan ejektör



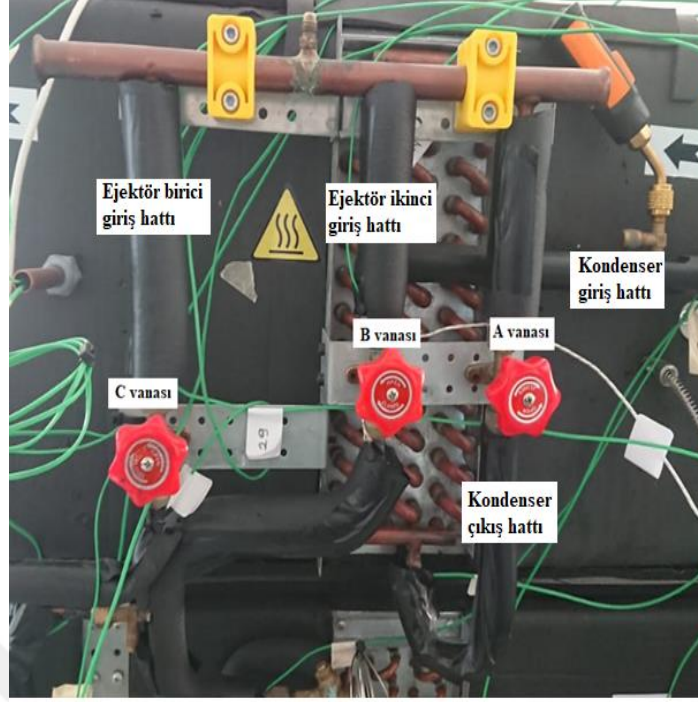
Şekil 2.6. Deneysel sistemde kullanılan sabit basınçlı ejektörün teknik resmi

Çizelge 2.2 : Deneysel sistemde kullanılan sabit basınçlı ejektörün teknik ölçüleri

Ejektörün bölümü	Ölçüsü (mm)
Nozul boğaz çapı (mm)	2
Nozul çıkış çapı (mm)	2,6
Nozul yakınsama bölümü açısı (°)	30
Nozul ıraksama bölümü açısı (°)	3
Difüzör açısı (°)	7
Karışım odası uzunluğu (°)	30
Karışım odası çapı (mm)	6

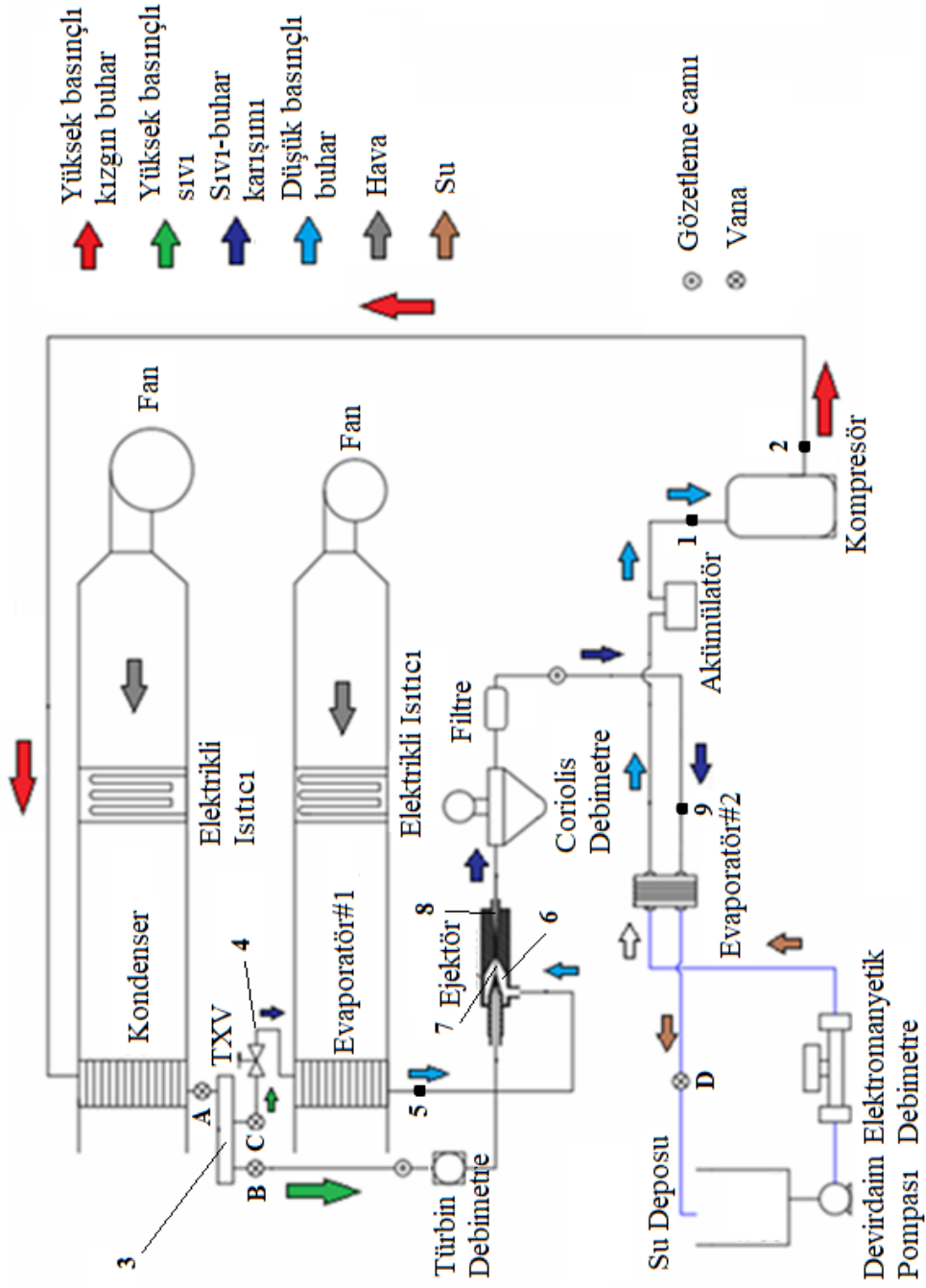
2.1.3 Deney Sisteminin Çalışma Prensibi

Sistemde kullanılan hermetik kompresör tarafından basınçlandırılan yüksek basınçlı kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan yoğunlaştırıcı (kondenser) olarak kullanılan kanatlı ve borulu ısı değiştiriciye girer. Kondenser çıkışında akışkan faz durumunu kontrol etmek amacıyla gözetleme camı bulunmaktadır. Kondenser bir kanal içerisine yerleştirilmiştir ve kanal girişine ayarlı bir fan konularak geçen hava akımı debisi istenilen değerlere getirilebilmektedir. Kondenserden geçen hava akımı hızı, hız kontrol devresiyle 1,30 - 5,81 m/s aralığında istenilen değerlere getirilebilmektedir. Fan ile kondenser arasına, havayı istenilen sıcaklıklarda tutabilmek amacıyla elektrikli ısıtıcılar konulmuştur. Kullanılan termostatlar rezistansların fazla ısınması durumunda ısıtma sistemini kapatarak sistemi korumaktadırlar. Hava ısıtma sistemi PID ünitesi sayesinde sabit sıcaklıkta tutulmaktadır. Aşırı soğutulmuş sıvı haldeki soğutucu akışkan kondenser çıkışında vana tertibatı ile iki kola ayrılır. Soğutucu akışkanın çevrim elemanları içinde izlediği yollar Şekil 2.7’de verilmiştir.



Şekil 2.7. Kondenser çıkışı soğutucu akışkanın iki farklı kola ayrılması

Bu kollardan biri ejektörün birinci girişinden sıvı halde soğutucu akışkan olarak geçer, ejektörün ucunda kısılır ve basıncını kaybeder. Bu koldan geçen sıvı haldeki soğutucu akışkanın kütsel debisi devreye konulan türbin tipi bir debimetreye ölçülmektedir. Kondenser çıkışındaki ikinci kol ise termostatik kısılma vanasında kısılarak evaporatör#1 gelmektedir. İçinde bulunduğu kanal düzeneği kondenser hava kanalı ile neredeyse aynıdır. Evaporatör#1 çıkışında buharlaşan soğutucu akışkan ejektördeki emme yapan sıvı buhar karışımı tarafından çekilerek ejektörün içerisinde birleşir. Sıvı buhar soğutucu akışkan karışımının ejektörün sonunda bulunan difüzörde genişleyerek hızı düşer fakat basıncı artar. Basıncı artan soğutucu akışkan evaporatör#2'ye yönlendirilir. Evaporatör#2'ye gelen soğutucu akışkan devirdaim olan ve PID ısıtıcılar tarafından kontrol edilen suyu soğutmaktadır. Bu evaporatörde sıvı buhar fazındaki soğutucu akışkan kızgın buhar olarak çıkar ve buradan kompresör girişine yönlendirilir. Bu şekilde sistem döngüsü tamamlanmış olur.



Şekil 2.8. Ejektörlü soğutma deney sistemi sistem şeması

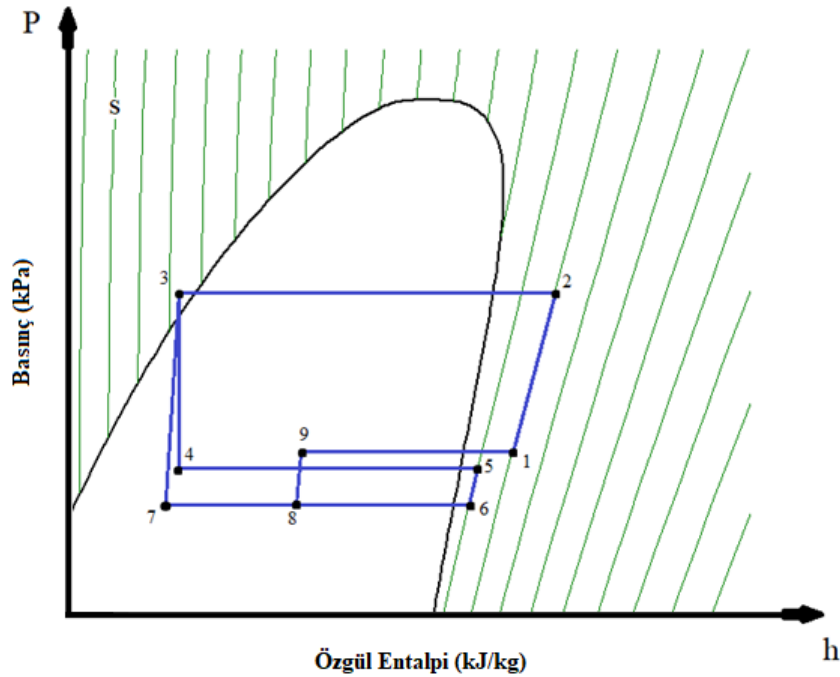
2.2 Deney Sisteminin Analizinde Yapılan Kabuller

- Sistem elemanlarında basınç düşüşleri ihmal edilmiştir.
- Sistemde kondenser haricinde ısı ve kompresör haricinde iş kaybı olmamıştır.
- Kondenser çıkışındaki ayırım %45-55 aralığındadır.
- Kondenser çıkışından evaporatör girişine kadar entalpi sabit kalmıştır.
- TXV izentalpik çalışmaktadır.
- Ejektör sabit basınç modeli ile çalışmaktadır.
- Ejektörün emme odasında iki fazlı akışkan sabit basınçta homojen olarak karışmaktadır.
- Ejektör boyunca soğutucu akışkan termodinamiksel olarak dengede bir akış gerçekleştirmektedir.
- Ejektörün izantropik verim değerleri tüm soğutucu akışkanlar için eşit kabul edilmiştir.
- Ejektör 1. girişinde izantropik verim %90 olarak kabul edilmiştir.
- Ejektör 2. girişinde izantropik verim %95 olarak kabul edilmiştir.
- Ejektör karışım odasında izantropik verimi %95 olarak kabul edilmiştir.
- Ejektörün difüzör kısmında izantropik verim %90 olarak kabul edilmiştir.

2.3 Deney Sisteminin Termodinamik Analizi

DeneySEL ÇEES sisteminde ideal soğutma çevrimi için basınç-entalpi diyagramı Şekil 2.9’de verilmiştir. İdeal çevrimde gerçekleşen işlemler aşağıda sıralanmıştır.

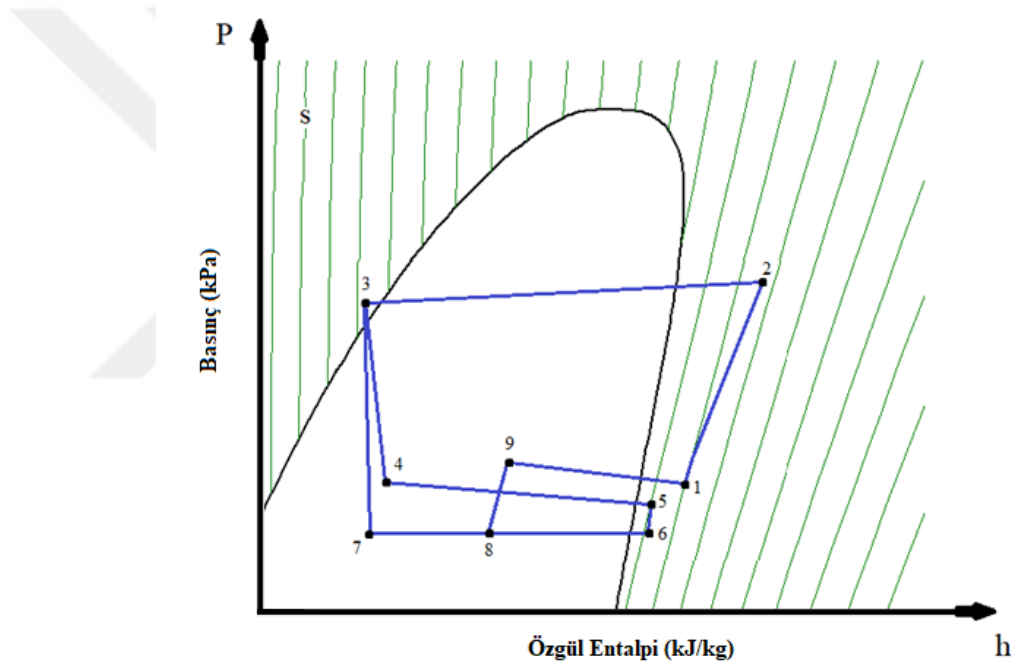
- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Kondenserde sabit basınçta ısı transferi
- 3-4 Termostatik genişleme vanasında izentalpik genişleme
- 4-5 Evaporatör#1’de sabit basınçta ısı transferi
- 5-6 Ejektör ikincil girişinde izantropik genişleme
- 2-7 Ejektör birincil girişinde izantropik kısılma
- 7-5 Karışım odasında sabit basınçta karışma
- 6-5 Karışım odasında sabit basınçta emilme
- 5-9 Difüzörde izentalpik basınç artışı
- 9-1 Evaporatör#2’de sabit basınçta ısı transferi



Şekil 2.9. ÇEES için ideal p-h diyagramı

Deneysel ÇEES sisteminde gerçek soğutma çevrimi için basınç-entalpi diyagramı Şekil 2.10’da verilmiştir. Gerçek çevrim ile ideal çevrim arasındaki farklar aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- 1 – Kompresörde izantropik olmayan sıkıştırma
- 2 – Kondenser ve evaporatörlerde basınç kayıpları
- 3 – Termal genişleme valfinde izentalpik olmayan genişleme
- 4 – Ejektör ikincil girişinde izantropik olmayan genişleme
- 5 – Ejektör birincil girişinde izantropik olmayan kısılma
- 6 – Difüzörde izentalpik olmayan basınç artışı



Şekil 2.10. ÇEES için gerçek p-h diyagramı

Deneysel ejektör destekli soğutma sistemi kompresörüne enerjinin korunum ilkesi uygulanırsa kompresörde soğutucu akışkana verilen güç olarak tanımlanabilecek kompresör gücü aşağıdaki denklemden bulunabilir (**Denk.1**).

$$\dot{W}_{komp} = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m}_g \quad (1)$$

Burada $\dot{m}_g$ coriolis debimetresinden okunan soğutucu akışkan debisidir.

Deneysel sistemde ekipman giriş ve çıkış noktalarındaki entalpi değerleri, ölçüm cihazları ve data toplama sisteminden elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri ile refprop 9.0 programı yardımıyla bulunmuştur. Kondenserin ısıtma kapasitesi aşağıda verilen denklem ile bulunur **(Denk.2)**.

$$\dot{Q}_{kond} = (h_3 - h_2) \cdot \dot{m}_9 \quad (2)$$

Kondenser çıkışında izentalpik kısılma olduğunda, kondenser çıkışı ile evaporatör girişi eşit entalpiye sahip olur.

Evaporatör#1'in soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunur **(Denk.3)**.

$$\dot{Q}_{evap\#1} = (h_5 - h_4) \cdot \dot{m}_5 \quad (3)$$

Evaporatör#2'nin soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunur **(Denk.4)**.

$$\dot{Q}_{evap\#2} = \dot{Q}_{kond} - (\dot{Q}_{evap\#1} + \dot{W}_{komp}) \quad (4)$$

Toplam soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunur **(Denk.5)**.

$$\dot{Q}_{evap,toplam} = \dot{Q}_{evap\#1} + \dot{Q}_{evap\#2} \quad (5)$$

Ejektör destekli çift evaporatörlü soğutma sisteminin STK değeri aşağıdaki denklem ile bulunur **(Denk.6)**.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap\#1} + \dot{Q}_{evap\#2}}{\dot{W}_{komp}} \quad (6)$$

Ejektördeki ikinci girişin debisi aşağıdaki denklem ile bulunur **(Denk.7)**.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_9 - \dot{m}_7 \quad (7)$$

2.4 Deney Sisteminde Kullanılan Ölçüm Cihazları ve Ölçüm Yapılması

Sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinin ölçülebilmesi amacıyla türbin ve Coriolis tipi olmak üzere iki adet debimetre kullanılmıştır. Kullanılan Krohne marka (Optimss 6400) Coriolis debimetre, ejektörün difüzör kısmı sonrasına yerleştirilmiştir. Türbin debimetre ise sıvı fazda akışkanı ölçmek için kondenser çıkışı ile ejektör birinci girişi arasına yerleştirilmiştir. İkinci evaporatörden geçen suyun debisi elektromanyetik debimetre ile ölçülmüştür. Sistemde kullanılan her ekipmanın öncesi ve sonrasındaki sıcaklıkları K-tipi termokapıllarla, basınçları manometreler ile ölçülmüştür. Kondenser ve evaporatör kanalları çıkışında hava hızları anemometre ile ölçülmüştür. Ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri veri toplama sistemi vasıtasıyla bilgisayara aktarılmıştır. Çizelge 2.3'te kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm aralıkları ve hassasiyetleri verilmiştir. Çizelge 2.4 ve 2.5'de basınç ve sıcaklık ölçülen noktalar verilmiştir.

Çizelge 2.3 : Sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri

Ölçülen değer	Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Hassasiyet
Sıcaklık	K-tip termokupl	-100 – 1370 °C	± %0,8
Basınç	Elektronik Manifold	-1 – 60 bar	± %0,5
Basınç	Basınç transmitteri	4 – 20 mA	± %0,5
Basınç	Bourdon manometre	-1 – 55 bar	± %0,5
Hava akış hızı	Anemometre	0 – 30 m s ⁻¹	±%2
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis kütleli debi ölçer	0 – 5 kg s ⁻¹	±%0,1
Su debisi	Elektromanyetik debimetre	0 – 1 m ³ s ⁻¹	±%0,3
Kompresör hızı	Frekans inverteri	10 – 50 Hz	±%0,2

Çizelge 2.4 : Basınç ölçülen noktalar

Basınç ölçümü	Basınç ölçülen yer
P1	Kompresör çıkış
P2	Ejektör birinci giriş
P3	Ejektör ikinci giriş
P4	Ejektör çıkış
P5	Kompresör giriş
P6	Kondenser giriş
P7	Evap1 giriş basıncı
P8	Evap2 giriş basıncı

Çizelge 2.5 : Sıcaklık ölçülen noktalar

Sıcaklık ölçümü	Sıcaklığın ölçüldüğü yer
T1	Kondenser fanı girişinde dış hava sıcaklığı
T2	Kondenser ısıtıcısı sonrasında hava sıcaklığı
T3	Kondenser hava çıkış sıcaklığı
T4	Evaporatör#1 fanı girişinde dış hava sıcaklığı
T5	Evaporatör#1 ısıtıcı sonrasında hava sıcaklığı
T6	Evaporatör#1 hava çıkışı sıcaklığı
T7	Evaporatör#1 çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığı
T8	Kondenser çıkışından soğutucu akışkan sıcaklığı
T9	Ejektör 2. Girişinde soğutucu akışkan sıcaklığı
T10	Ejektör 1. Girişinde soğutucu akışkan sıcaklığı
T11	Ejektör çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığı
T12	Evaporatör#2 için su çıkış sıcaklığı
T13	Evaporatör#2 için su giriş sıcaklığı
T14	Evaporatör#2 girişinde soğutucu akışkan sıcaklığı
T15	Evaporatör#2 çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığı
T16	Kompresör girişinde soğutucu akışkan sıcaklığı
T17	Kompresör çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığı
T18	Kondenser girişinde soğutucu akışkan sıcaklığı
T19	Evaporatör#1 girişinde soğutucu akışkan sıcaklığı
T20	Depodaki su sıcaklığı

2.5 Belirsizlik Analizi

Yapılan deneylerde belirsizlik hesabı Kline ve McClintock'ın geliştirdiği denklem ile hesaplanmıştır (**Denk.8**) [45].

$$\omega_p = \pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} \omega_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} \omega_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} \omega_n \right)^2 \right]^{0,5} \quad (8)$$

Bu denklemde, x değerleri deneyler sonucunda ölçülen değerler P değeri ölçülen değerlere etki eden değişkenler ve ω değerleri ölçüm aletlerindeki hata değerleridir. Deneyler sonucunda evaporator#1 soğutma gücü, evaporator#2 soğutma gücü, toplam soğutma gücü, kompresörde harcanan güç ve STK değeri için belirsizlik analizi yapılmıştır. Farklı soğutucu akışkanların bütün deneyleri için belirsizlik analizi tekrarlanmıştır. Her hesaplanan değer için deneyler arasında en küçük ve en büyük belirsizlik analizi Çizelge 2.6'da verilmiştir.

Çizelge 2.6 : Belirsizlik değerleri

Performans parametresi	Belirsizlik değer aralığı
Evaporatör# 1 soğutma kapasitesi	% 0,71 - 0,87
Evaporatör#2 soğutma kapasitesi	% 0,33-0,49
Kompresörde harcanan iş	% 0,20-0,27
Toplam soğutma kapasitesi	% 0,79-1,00
STK	% 3,74-5,01

2.6 Soğutucu Akışkan Seçimi

Soğutma sistemlerinin tarihi gelişimine bakıldığında, soğutma sistemlerinin ilk olarak 1830'lu yılların başında üretildiği görülmüştür. İlk yapılan sistemde soğutucu akışkan olarak etil-eter kullanılmıştır. Sonraki dönemlerde karbondioksit, amonyak, su gibi doğal soğutucu akışkanlar kullanılmış ve bunlar hidrokarbon (HC) olarak isimlendirilmiştir. HC'ler birinci nesil soğutucu akışkanlar olarak adlandırılmıştır. HC'ler doğal olmalarına rağmen zehirleyici ve yanıcı etkilere sahiptir. Bunlara alternatif olarak 1930'lu yıllarda gelişen kimya teknolojileri sayesinde yapay olarak kloroflorokarbonlar (CFC)'ler üretilmiştir. R12 bir CFC'dir ve yanıcı olmaması, zehirleyici olmaması gibi sebeplerden ötürü HC'lerin yerine kullanılmıştır. 1950'li yıllarda ise hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) üretilmiş ve daha iyi termal özelliklerinden dolayı tercih edilen akışkanlar olmuştur. CFC ve HCFC'ler 2. nesil soğutucu akışkanlar olarak adlandırılmıştır [46].

Yüksek soğutma performansı değerlerine sahip olmalarına rağmen CFC ve HCFC'ler içeriğinde bulunan klor bileşikleri sebebiyle ozon tabakasına zarar vermişlerdir. Klor bileşikleri stratosferde UV ışınlarıyla tepkimeye girerek ozon tabakasını parçalanmasına sebep olmaktadır. Bu durum ozon tüketme potansiyeli (ODP) olarak ifade edilmektedir. 1987'de imzalanan Uluslararası Montreal Protokolü CFC ve HCFC üretimini azaltmayı hedeflemiştir [47]. 1996 yılında ise CFC'lerin üretimi tamamen bitmiştir. 1990'ların başında, içinde klor bulunmayan hidroflorokarbonlar (HFC) piyasaya sürülmüştür. R134a, R123 gibi akışkanlar HFC ye örnek olarak verilebilir. HFC'ler üçüncü nesil soğutucu akışkanlar olarak adlandırılmıştır. Klor bileşikleri bulunmadıkları için ODP değerleri bulunmasa da küresel ısınmaya etkisi olmaktadır. Bir soğutucu akışkanın atmosferde ısı yakalamasının ölçüsüne küresel ısınma faktörü (GWP) ismi verilmiştir. GWP göreceli bir terimdir ve karbondioksitin GWP' si 1 olarak alınmıştır. GWP değeri 20, 100, 500 yıllık alınabilir. Örnek vermek gerekirse R134a'nın 100 yıllık GWP değeri 1300'dür. Soğutucu akışkanların küresel ısınmaya olan etkisinin kontrol edilmesi amacıyla 1997'de Kyoto Protokolü ile hedeflenmiştir. Daha sonra 2006 yılında Avrupa Birliği Florlu Gazlar Yönetmeliği yayınlanmıştır ve 2014 yılında revizyon yapılarak AB No, 517/2014 Yönetmeliği oluşturulmuştur. Bu yönetmeliği hedefleri ve sınırladıkları GWP değerleri Çizelge 2.7'de verilmiştir [2].

Bu doğrultuda GWP değerleri düşük olan hidrofloroolefin (HFO) soğutucu akışkanların geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Bu akışkanlar doymamış organik bileşikler olduğu için çok düşük GWP değerlerine sahiptirler ve 4. Nesil soğutucu akışkanlar olarak adlandırılmıştır. HFO'lar son on yılda gittikçe daha fazla kullanılmaya başlanmıştır. HFO'lar çevre dostu sıfır ODP ve çok düşük GWP değerlerine sahip olsalar da soğutma kapasiteleri bakımından HFC'lerin gerisinde kalabilmektedir. Bu sebepten dolayı farklı karışımlar yapılarak istenilen soğutma kapasitesini sağlaması hedeflenen çalışmalar yapılmıştır [48].

Hidrofloroolefinler (HFO'lar)'da "Olefin", karbon atomları arasında çift bağ bulunan bir organik kimyasallar sınıfını ifade eder. Çift bağ, atmosferde doğal olarak oluşan hidroksil radikallerine karşı oldukça reaktiftir ve HFC'ler için yıllar ile on yıllar ile karşılaştırıldığında, HFO'lar için atmosferik yaşam süreleri günler-haftalar ile sonuçlanır. Bu nedenle, HFO'ların çoğu için yüz yıllık GWP değeri 4'ün altındadır. HFO'lar, HFC'lerin bir alt kümesidir, ancak çevresel özellikleri o kadar farklıdır ki, neredeyse evrensel olarak HFO etiketi ile anılmaktadır [49].

Bu tez kapsamında farklı soğutucu akışkanlar deneyleri, Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği İklimlendirme laboratuvarında bulunan ejektör destekli soğutma sisteminde yapılmıştır. Deneysel soğutma sistemi temel olarak R134a soğutucu akışkanı ile çalışabilir olarak tasarlanmıştır. Çevresel kısıtlamalardan dolayı R134a'nın yerine kullanılabilecek soğutucu akışkanlar seçilmiştir. Soğutucu akışkanların kimyasal, sağlık- güvenlik, çevre (sıfır ODP, düşük GWP vs.), benzer termodinamik özelliklere sahip olması, malzeme uyumluluğu gibi özellikleri referans alınarak seçim yapılmıştır. Soğutucu akışkan seçiminde, Aricapa ve ark (2019), Lemmon ve ark 2004, çalışmalarından yararlanılmıştır. Bu kapsamda, bu tez çalışmasında benzer termofiziksel özelliklerinden dolayı düşük GWP değerlerine sahip R1234ze(E), saf soğutucu akışkanı ve R515a, R456a, ND, R516a karışım soğutucu akışkanları R134a'ya alternatif olarak seçilmiş ve test edilmiştir. Kullanılan soğutucu akışkanları termofiziksel özellikleri Çizelge 2.8 'de verilmiştir [50].

Çizelge 2.7 : 517/2014 Sayılı Avrupa Birliği Yönetmeliği'ne göre soğutucu akışkanların ekipmanlara göre yasaklanma tarihleri [2]

Sistem	GWP maksimum	Yasaklanma Tarihi
Ev tipi buzdolapları ve dondurucular	150	01/01/2015
Ticari buzdolapları ve dondurucular	2500	01/01/2020
Ticari buzdolapları ve dondurucular	150	01/01/2022
-50°C'nin altında çalışanlar hariç sabit soğutma cihazları	2500	01/01/2020
40 kW'dan düşük güçlerde çalışan çok kompresörlü sistemler	150	01/01/2022
İlk çevrimleri hariç kaskad sistemler	1500	01/01/2022
Mobil iklimlendirme sistemleri	150	01/01/2020
3 kg'dan az florlu faz içeren basit split klimalar	750	01/01/2025

Çizelge 2.8 : Alternatif soğutucu akışkanların özellikleri [2,50].

Soğutucu akışkan	R134a	R515a	R456a	ND	R516a	R1234ze(E)
Karışımındaki Akışkanlar	-	R1234ze(E) R227ea	R32 R134a R1234ze(E)	R134a R1234yf R1234ze(E)	R1234yf R134a R152a	-
Kütleli Yüzdesi (%)	-	88 /12	6 /45 /49	40 /22 /38	77,5 /8.5 /14	-
Kaynama Noktası (K)	247.1	254.4	242.4	251.7	243.8	254,18
Kritik Basınç (kPa)	4059.3	3555.7	4175.2	3968.8	3615.2	3634,9
Kritik Sıcaklık (K)	374.2	381.8	375.8	391.5	369.8	382,5
25°C Sıvı Yoğunluğu (kg.m ⁻³)	1206.7	1187.2	1164.4	1182.9	1066.8	1163,1
25°C Buhar Yoğunluğu (kg.m ⁻³)	32.35	27.18	30.96	17.71	34.58	26,321
Cp Sıvı (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	1.425	1.361	1.434	1.356	1.456	1,385
Cp Vapor (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	1.032	0.966	1.020	0.942	1.089	0,975
Buhar İletkenliği (mWm ⁻¹ K ⁻¹)	81.13	72.89	79.90	78.50	70.09	74,204
Sıvı İletkenliği (mWm ⁻¹ K ⁻¹)	13.83	13.93	13.99	13.24	14.38	13,590
Gizli Isı Değeri (kJ.kg ⁻¹)	216.9	187.9	220.7	219.0	202.83	166,92
GWP	1300	387	687	522	131	4
ASHRAE Güvenlik Sınıfı	A1	A1	A1	A1	A2L	A2L



3. TARTIŞMA ve SONUÇ

3.1 Deneysel Yöntem

Deneyler düşük GWP değerlerine sahip saf soğutucu akışkanlar olan R134a, R1234ze(E) ve R515a, R456a, ND, R516a karışım soğutucu akışkanları kullanılarak yapılmıştır. Deneysel sistemde testlere başlamadan önce, ilk olarak kaçak testi yapılarak herhangi bir kaçak olmadığı tespit edilmiş ve R134a soğutucu akışkanı şarj edilerek testlere başlanmıştır. R134a ile deneyler yapıldıktan sonra soğutucu akışkan sistemden deşarj edilmiş ve sistem vakuma alınmıştır. Belirli bir süre vakuma alındıktan sonra sisteme diğer düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanlar aynı işlem basamakları ile sisteme yüklenmiş ve tüm deneyler tekrarlanmıştır. Tüm soğutucu akışkanlar için şarj miktarı 1000 gram olarak belirlenmiştir. Sisteme ilk olarak R134a soğutucu akışkanı şarj edilmiştir. Elektrikli ısıtıcılar, hava kanalları ve su çevriminde kullanılarak istenilen deney şartları oluşturulduktan sonra sistemin kararlı hale gelmesi beklenmiştir. Sistem kararlı hale getirildikten ve belirli bir süre beklendikten sonra data toplama sistemi ve ölçüm cihazları kullanarak veriler alınmıştır.

Alınan veriler doğrultusunda kullanılan soğutucu akışkana bağlı deneysel sistemden elde edilen performans parametreleri kondenser sıcaklığına göre analiz edilmiştir.

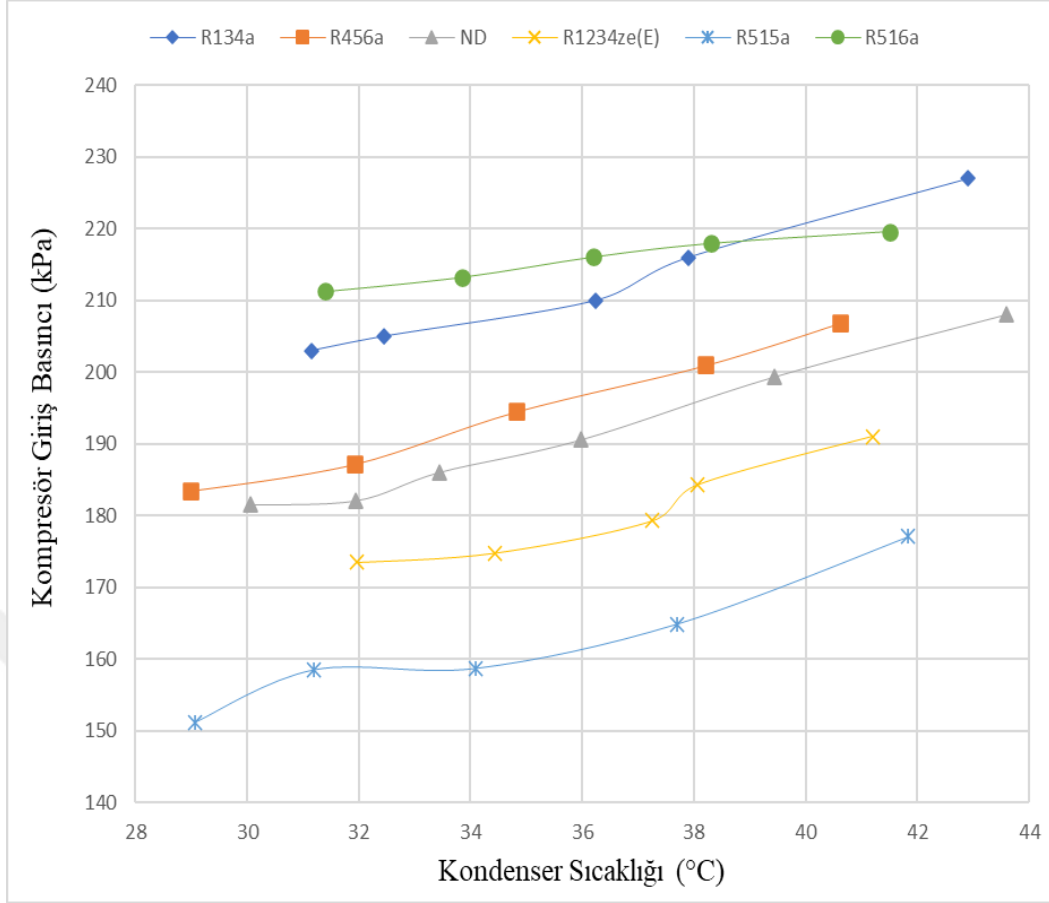
3.1.1 Kondenser Sıcaklığına Göre Performans Parametrelerinin Değişimi

Kondenser sıcaklığına bağlı performans parametrelerinin değişimi deneylerinde sistem üzerinde b ve c vanaları tamamen açık konuma getirilmiştir. Deneylerde evaporatör#1'e giren hava hızı 1,2 m/s, evaporatör#2 girişi su sıcaklığı 25 °C, su debisi 0,254 kg/s olarak devirdaim pompası ile ayarlanmıştır. Testlerde kondenserdeki yoğunlaşma sıcaklığı 28°C ile 44°C arasında 2'şer °C aralıklar ile değiştirilmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlara göre kondenser sıcaklıklarına bağlı performans parametrelerinin değişimi grafikler halinde sunulmuştur. Deneysel sistem; R134a, R1234ze(E), R515a, R456a, ND ve R516a soğutucu akışkanları ile test edilmiştir. Deneysel sistemde farklı soğutucu akışkanlar için kondenser sıcaklığına bağlı olarak değerlendirilen performans parametreleri aşağıda verilmiştir.

- Kompresör giriş basıncı,
- Buharlaşma sıcaklığı,

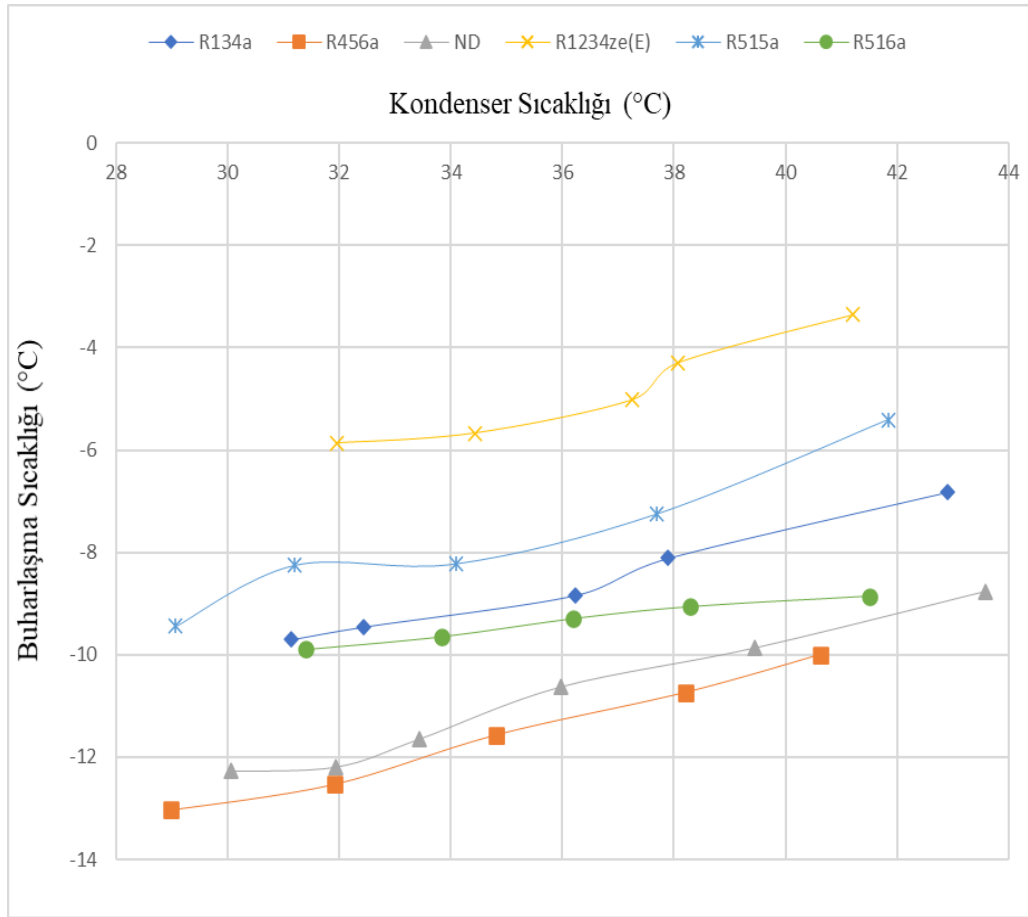
- Kompresör gücü,
- Kompresör sıkıştırma oranı,
- Kondenser çıkışı yoğunluk,
- Aşırı soğutma değeri,
- Evaporatör#1 giriş basınçları,
- Soğutucu akışkan debileri,
- Evaporatör#1’de birim kütle başına soğutma kapasitesi
- Evaporatör#2’de birim kütle başına soğutma kapasitesi
- Evaporatör#1 soğutma kapasitesi
- Evaporatör#2 soğutma kapasitesi
- Toplam soğutma kapasitesi
- STK

Farklı soğutucu akışkanların kullanılmasıyla çalıştırılan ejektör destekli deney sisteminin evaporatör#2’ye su giriş sıcaklığı 25 °C olması durumunda kondenser sıcaklığına bağlı olarak çeşitli perforamans parametrelerinin değişimleri Şekil 3.1 - 3. 14 arasında verilen grafiklerde sunulmuştur.



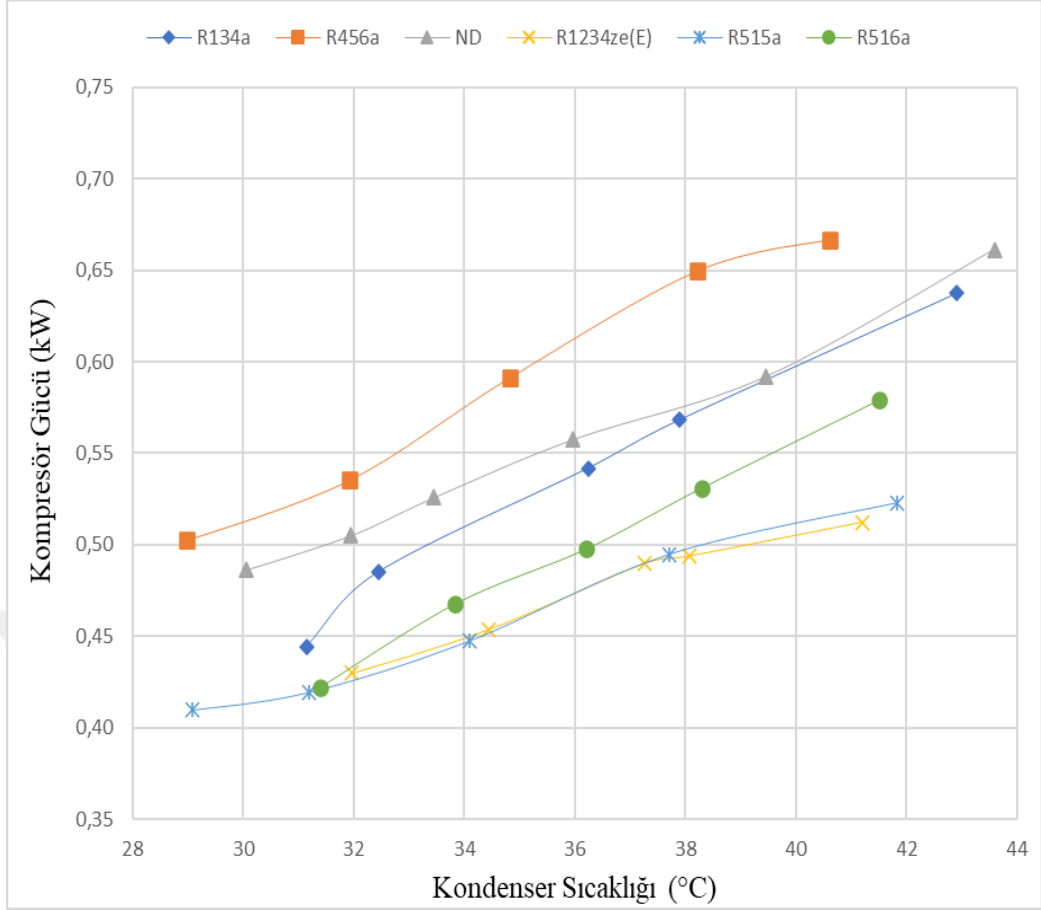
Şekil 3.1. Kompresör giriş basınçlarının kondenser sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanların kompresör giriş basınçlarının kondenser sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 3.1’de verilmiştir. Şekil 3.1 incelendiğinde kondenser sıcaklıklarının artmasıyla tüm soğutucu akışkanlar için kompresör giriş basınçlarının arttığı görülmektedir. Örneğin, 36 °C’de R515a, R1234ze(E)’den %9, R516a ise %32 daha düşük kompresör giriş basıncı değerlerine sahiptir. En düşük kompresör giriş basıncı değerlerinin ise R515a’ya ait olduğu görülmektedir. Bunun sebebi soğutucu akışkanların kritik basınç değeri ile açıklanabilir. Çizelge 2.8’de yer alan kritik basınç değerleri incelendiğinde R515a’nın en düşük kritik basınç değerine sahip olduğu görülmektedir. Bu durumda eşit kondenser sıcaklığında diğer soğutucu akışkanlara göre daha düşük doyma basıncına sahip olacağı söylenebilir.



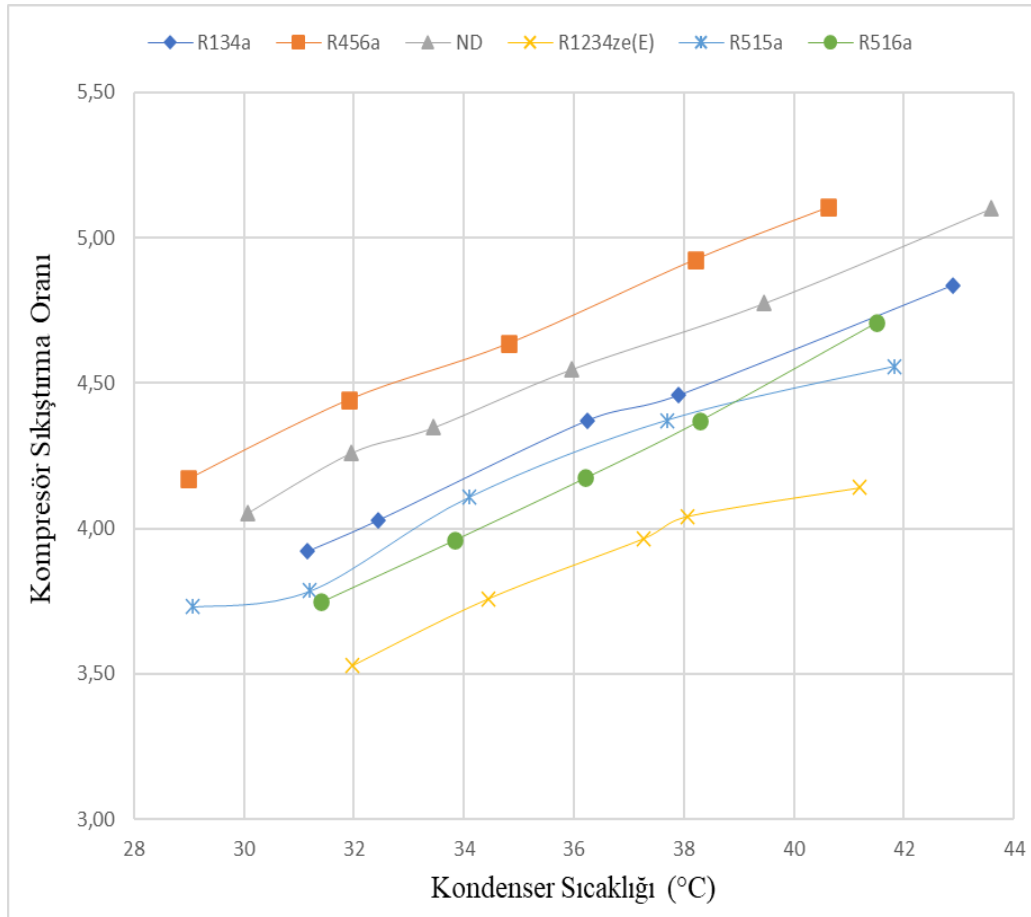
Şekil 3.2. Buharlaştırma sıcaklıklarının kondenser sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanları için buharlaştırma sıcaklıklarının kondenser sıcaklığı ile değişimi Şekil 3.2’de verilmiştir. Şekil 3.2 incelendiğinde en düşük buharlaştırma sıcaklığı sistemde R456a kullanılması durumunda elde edilmiştir. Bunun sebebi soğutucu akışkanların kaynama noktaları ile açıklanabilir. Çizelge 2.8 incelendiğinde en düşük kaynama noktası R456a’ya aittir. 36 °C’de R456a soğutucu akışkanı R134a’dan -2,6 °C R1234ze(E)’den -6,1 °C daha düşük buharlaştırma sıcaklığı değerine sahiptir.



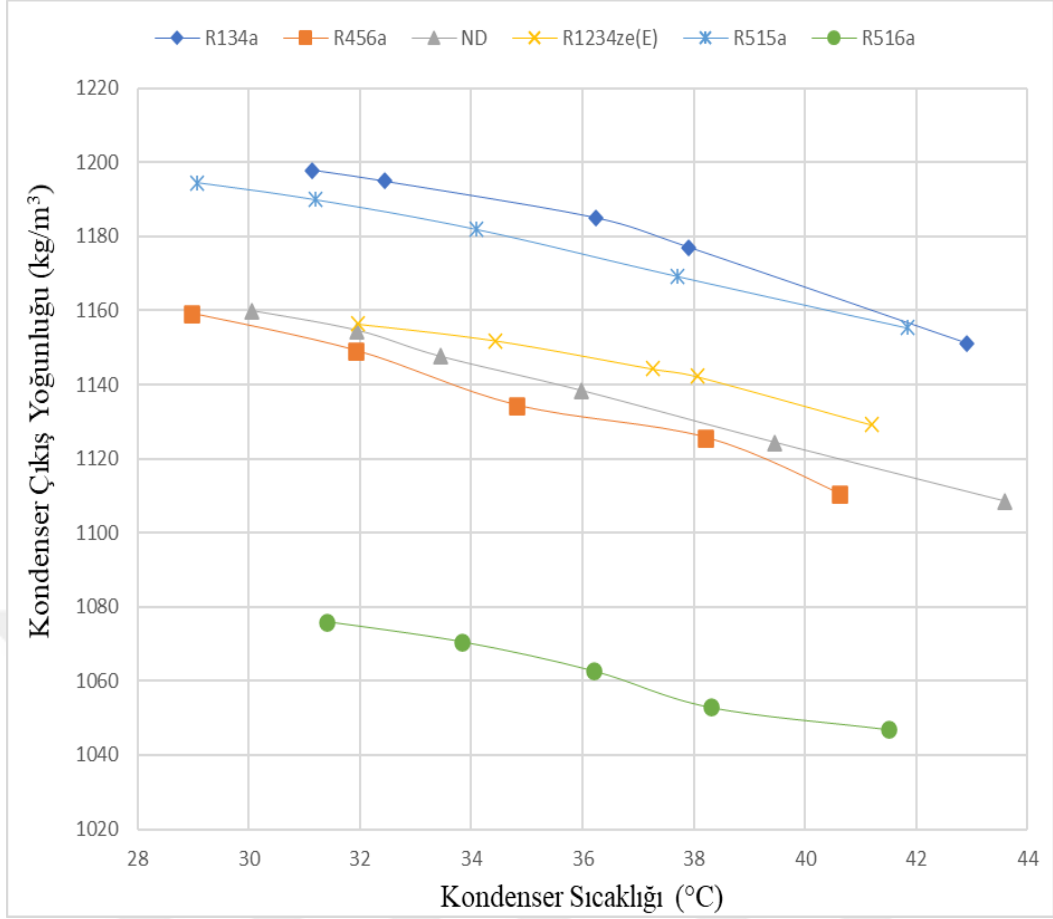
Şekil 3.3. Kompresör güçlerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanlar için kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değerlerinin (W_{komp}) kondenser sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 3.3'te gösterilmiştir. Şekil 3.3 incelendiğinde en yüksek W_{komp} değerine sistemde R456a kullanıldığında ulaşıldığı görülmektedir. 34 °C kondenser sıcaklığında R456a'nın W_{komp} değeri ND'ye göre %9 daha fazladır. Aynı şartlarda en düşük W_{komp} 0,44 kW ile sistemde R515a kullanılması durumunda elde edilmiştir. R1234ze(E) ve R515a'nın W_{komp} değerlerinin birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Bunun sebebi R515a'nın içerisindeki R1234ze(E) oranının kütsel olarak %88 olmasıdır. Yüksek kompresör gücü soğutucu akışkanların eşit kondenser sıcaklığında buhar fazındaki yoğunluklarının farklı olması ile ilişkilendirilebilir. Buhar fazındaki yoğunluk arttıkça kompresörün izotropik verimi de etkileceği için kompresör gücünde de artış olacaktır.



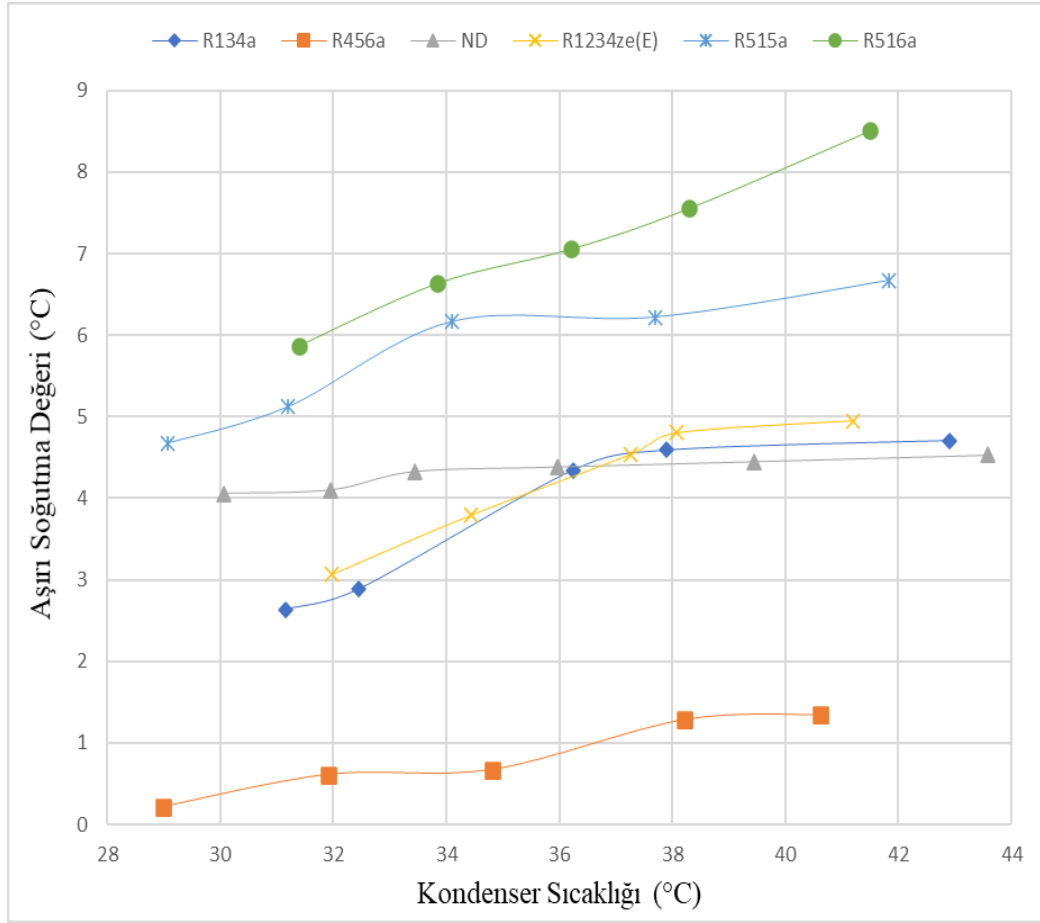
Şekil 3.4. Kompresör sıkıştırma oranlarının kondenser sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanların kompresör sıkıştırma oranlarının kondenser sıcaklığı ile değişimi Şekil 3.4'te verilmiştir. Şekil incelendiğinde tüm soğutucu akışkanlar için sıkıştırma oranlarının kondenser sıcaklığı arttıkça arttığı görülmektedir. En düşük sıkıştırma oranları sistemde soğutucu akışkan olarak R1234ze(E) kullanılması durumunda gerçekleşmiştir. 36 °C kondenser sıcaklığında R1234ze(E)'nin sıkıştırma oranı R134a'dan %14 daha düşük olarak elde edilmiştir. Kullanılan soğutucu akışkanların kritik basınç değerleri ve eşit kondenser sıcaklığındaki doyma basıncı değerleri kompresör sıkıştırma oranlarını doğrudan etkilemektedir. En yüksek sıkıştırma oranı ise sistemde R456a kullanılması durumunda gerçekleşmiştir. Bu durum R456a'ya ait W_{komp} değerinin diğer soğutucu akışkanlara kıyasla daha yüksek olmasını açıklamaktadır.



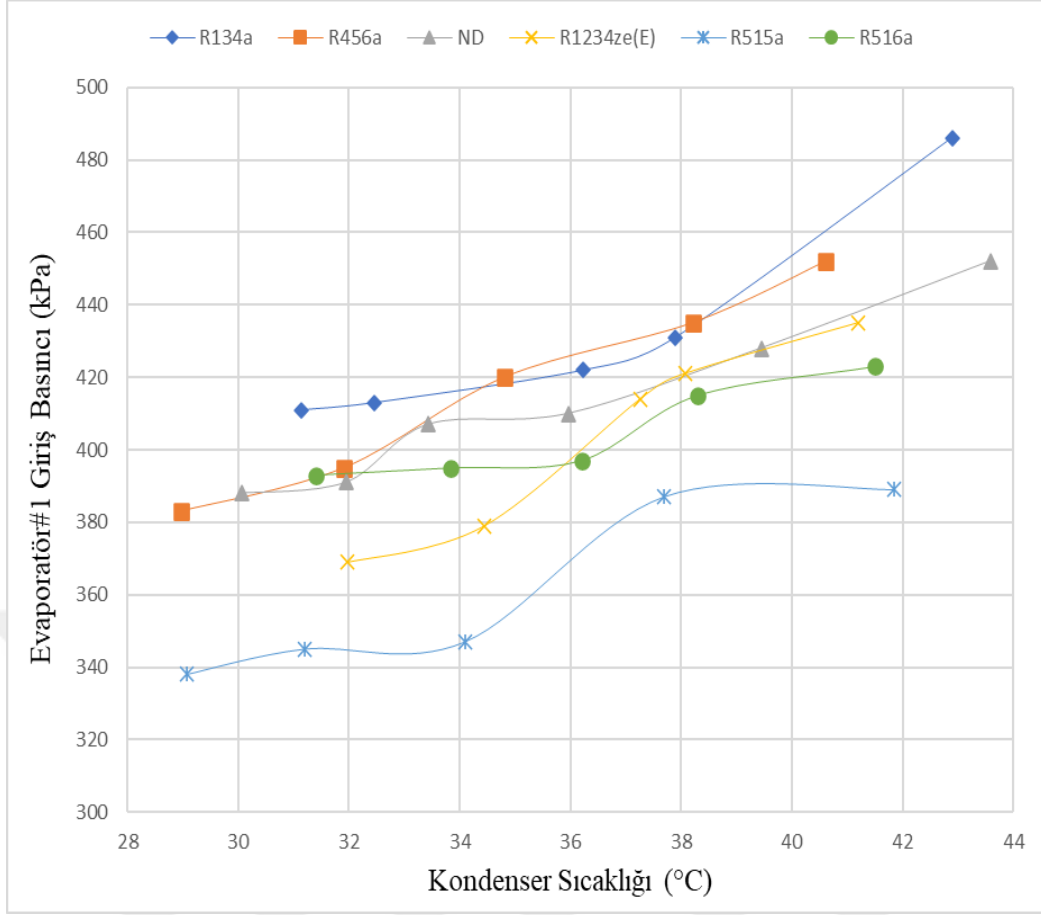
Şekil 3.5. Kondenser çıkışında yoğunluk değerlerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanların kondenser çıkış yoğunluklarının kondenser sıcaklıklarına göre değişimi Şekil 3.5'te verilmiştir. Kondenser çıkışında soğutucu akışkanın sıvı (örneğin, R456a'nın) aşırı soğutma değerleri düşük olduğu için yoğunluk değerleri de düşük bulunmuştur. Kondenser çıkışında ölçülen en yüksek yoğunluk değerlerinin R134a'ya ait olduğu görülmektedir. Örneğin, 34 °C'de R134a'nın yoğunluk değerinin R516a'dan %10 daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bunun sebebi kullanılan soğutucu akışkanların eşit sıcaklıktaki sıvı yoğunluk değerleri ile açıklanabilir. Çizelge 2.8 incelendiğinde 25°C'de en yüksek sıvı yoğunluğu R134a'ya en düşük sıvı yoğunluğu ise R516a'ya aittir. Bu durum Şekil 3.5 ile benzerlik göstermektedir.



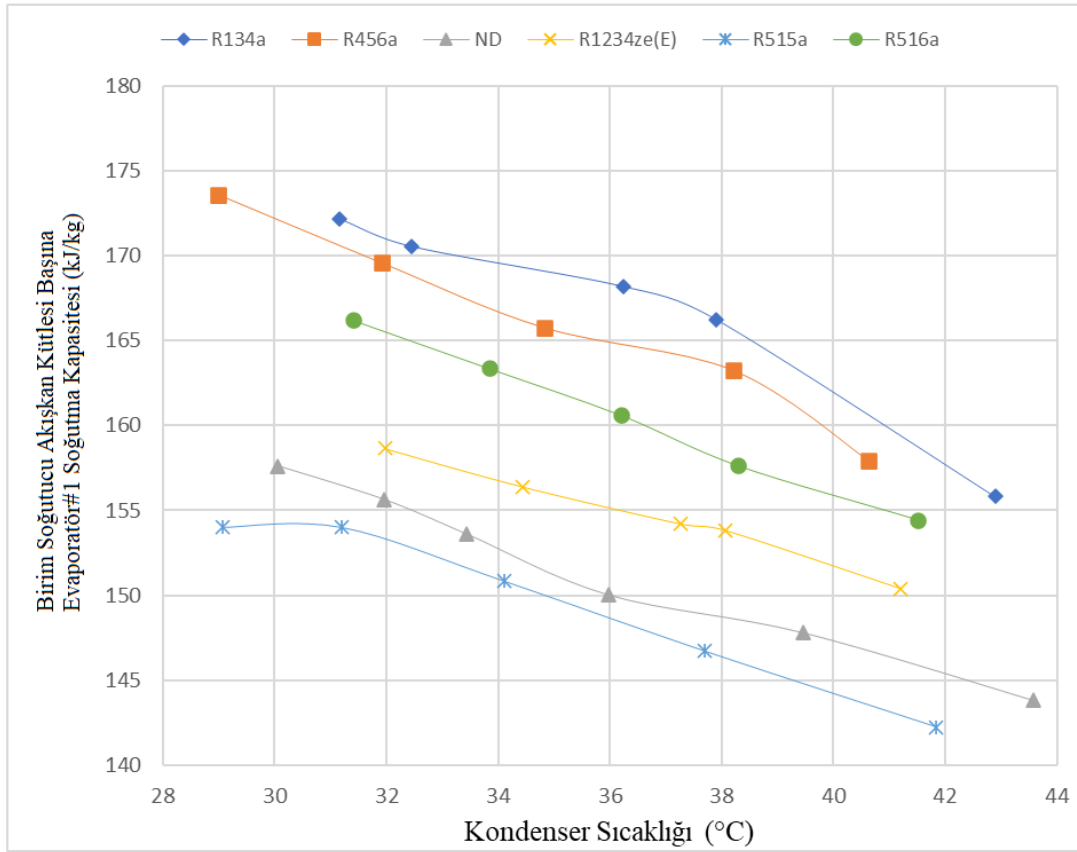
Şekil 3.6. Kondenser çıkışında aşırı soğutma değerlerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanların aşırı soğutma değerlerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi Şekil 3.6’da verilmiştir. Şekil 3.6, kondenser çıkışında soğutucu akışkan yoğunluklarına bağlı olarak sistemde test edilen soğutucu akışkanların R134a’ya göre aşırı soğutma değerlerindeki farkları göstermek amacıyla verilmiştir. Şekil 3.6 incelendiğinde en düşük aşırı soğutma değerlerinin sistemde R456a kullanılması durumunda gerçekleştiği görülmektedir. Örneğin, 38 °C’de R456a, R134a’dan 3,2 °C daha düşük aşırı soğutma değerine sahiptir. Sistemde en yüksek aşırı soğutma değeri R516a’ye aittir ve 40 °C kodenser sıcaklığında R134a’dan % 66 daha fazla aşırı soğutma değerine sahiptir.



Şekil 3.7. Evaporatör#1 giriş basınçlarının kondenser sıcaklığı ile değişimi

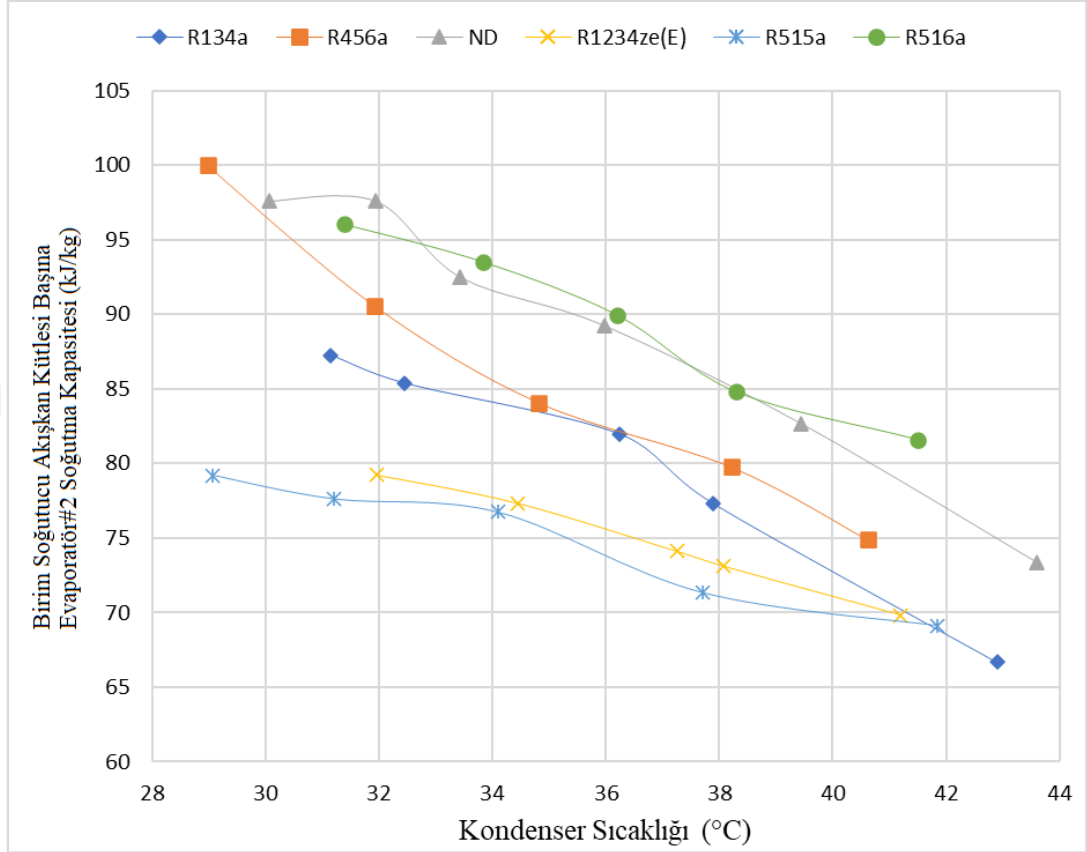
Farklı soğutucu akışkanların evaporatör#1 girişindeki basınç değerlerinin kondenser sıcaklıklarıyla değişimi Şekil 3.7’de verilmiştir. Tüm soğutucu akışkanlar için kondenser sıcaklığı arttıkça evaporatör#1 giriş basınç değerlerinin arttığı görülmektedir. En düşük evaporatör#1 giriş basıncı değerleri sistemde R515a kullanıldığında elde edilmiştir. Örneğin, 34 °C’de R515a’ya ait kompresör giriş basıncı değeri R1234ze(E)’den %9 daha düşük olmuştur. Kullanılan deney sisteminde kondenser sıcaklığı arttıkça evaporatör#’in giriş basıncı değeri de artmaktadır. Bu akışkanların kritik basıncıyla ilişkilendirilebilir. Ayrıca kullanılan TXV dıştan ayarlamalı bir TXV’dir ve evaporatör girişini hep sabit tutmayı amaçlamaktadır. Bu sebepten dolayı grafikte tüm soğutucu akışkanlar için evaporatör#1 giriş basınçlarının çok düşük oranlarla arttığı görülürken belli bir kondenser sıcaklığının üstünde bir kırılma yaşadıkları görülmektedir.



Şekil 3.8. Birim soğutucu akışkan kütlesi başına evaporatör#1 soğutma kapasitelerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi

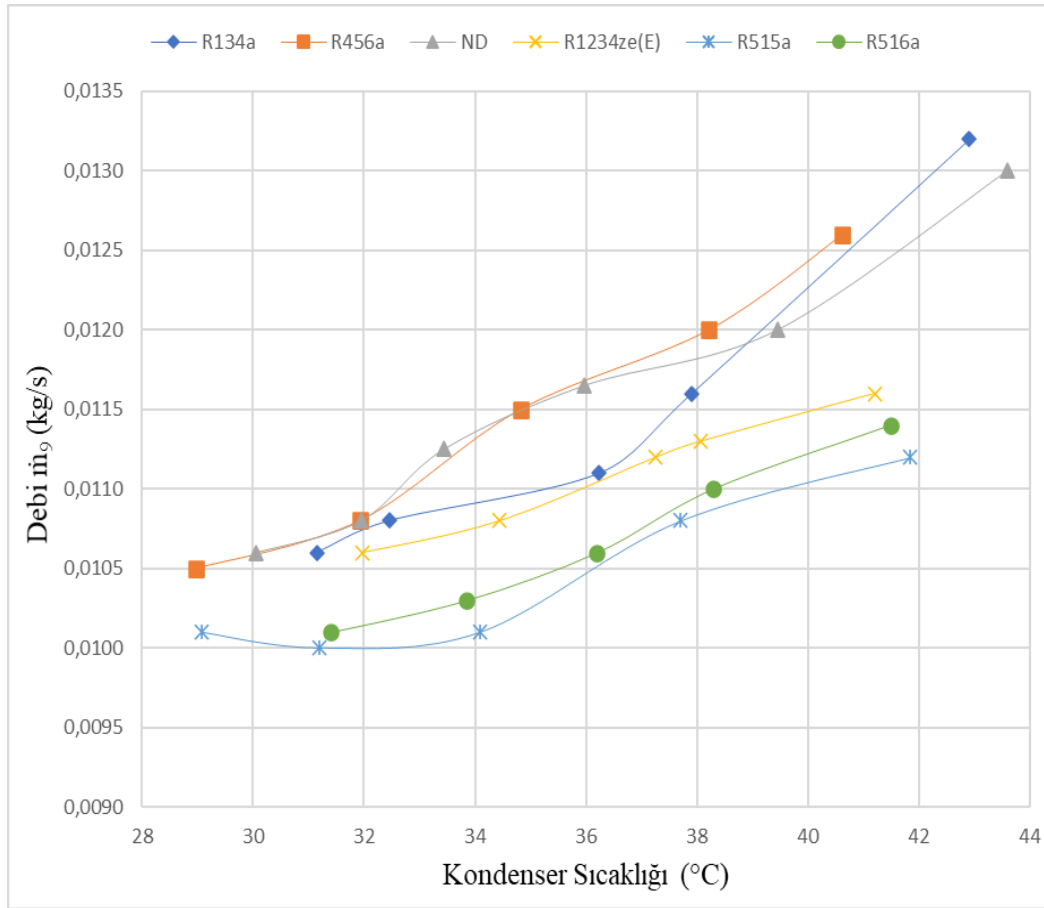
Farklı soğutucu akışkanların birim soğutucu akışkan kütlesi başına evaporatör#1 soğutma kapasitesinin ($Q_{\text{evap}\#1,\text{net}}$) kondenser sıcaklığına bağlı değişimleri Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Evaporatör#1’deki giriş basınçlarının artmasına bağlı olarak tüm soğutucu akışkanlar için kondenser sıcaklığı arttıkça birim soğutucu akışkan kütlesi başına soğutma kapasitesi değeri azalmıştır. Ayrıca Şekil 3.8 incelendiğinde en yüksek değerin R134a’ya ait olduğu görülmektedir. Örneğin, 34 °C kondenser sıcaklığında R134a ait birim soğutucu akışkan kütlesi başına evaporatör#1 soğutma kapasitesi değeri, R516a’dan %3, R515a’dan %19 daha yüksek bulunmuştur. Bu durum soğutucu akışkanların gizli ısı değeri ile açıklanabilir. Çizelge 2.8 incelendiğinde en düşük gizli ısı değeri R515a ‘da görülmektedir. En yüksek değer ise R456a’da olsa da R134a’nın daha yüksek birim soğutucu akışkan kütlesi başına soğutma kapasitesine sahiptir. Bunun nedeni Çizelge 2.8’deki değerlerin aynı sıcaklık için verilmiş olmasıdır. Şekil 3.7’de de görüldüğü gibi soğutucu akışkanların evaporatör#1’e giriş basınçları yakın olsa da aynı basınçtaki buharlaşma sıcaklığı değerleri farklıdır. Şekil 3.7’ de görüldüğü gibi evaporatör#1 giriş basınçları

kondenser sıcaklığı artmaktadır, evaporatör#1 girişindeki bu basınç artışı soğutucu akışkanların buharlaşma sıcaklıklarını yükseltmekte ve birim soğutucu akışkan başına soğutma kapasitesi değerini düşürmektedir.



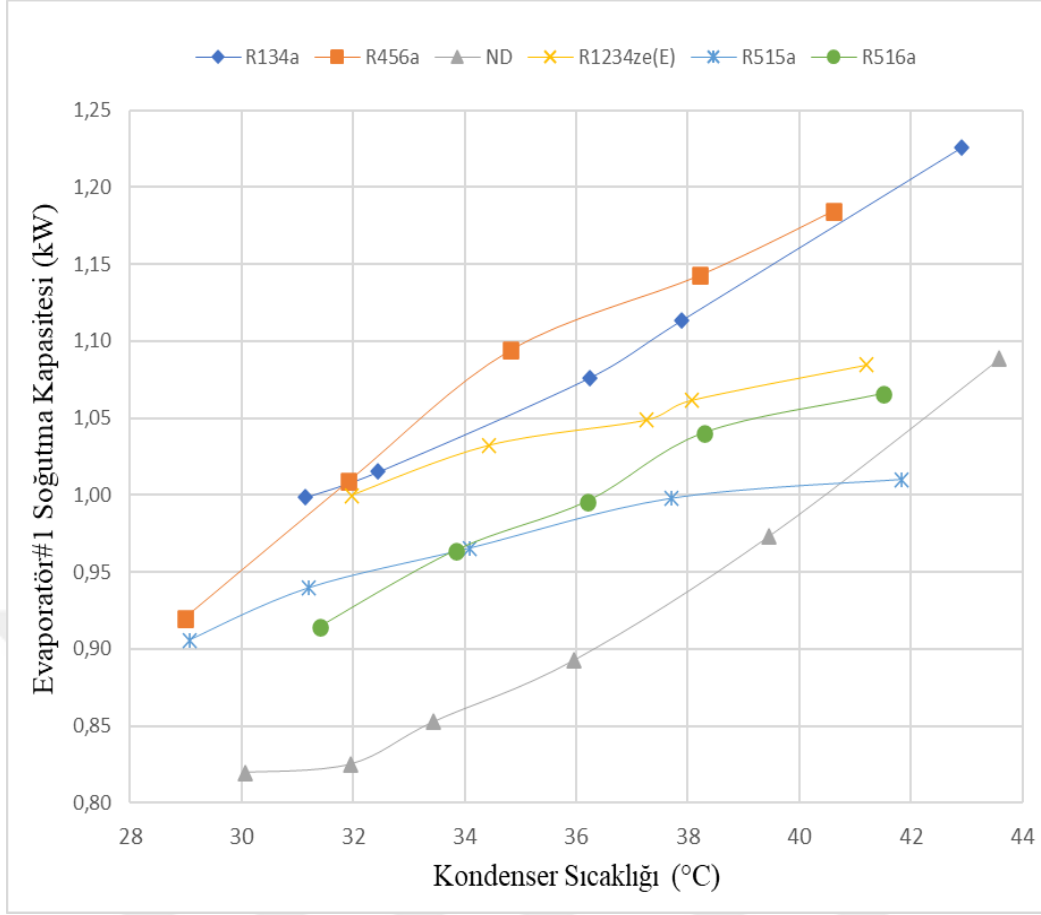
Şekil 3.9. Birim soğutucu akışkan kütlesi başına evaporatör#2 soğutma kapasitelerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanların birim soğutucu akışkan kütlesi başına evaporatör#2 soğutma kapasitesinin kondenser sıcaklığına bağlı değişimleri Şekil 3.9'da gösterilmiştir. Şekil 3.9 incelendiğinde tüm soğutucu akışkanlar için kondenser sıcaklıkları arttıkça birim soğutucu akışkan kütlesi başına evaporatör#2 soğutma kapasitesinin azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi kondenser sıcaklığının artmasıyla birlikte buharlaşma basınçlarının artmasıdır. Buharlaşma basınçlarının artması evaporatör giriş ve çıkışında elde edilen değer azalmasına yol açmaktadır. En düşük değer sistemde R515a kullanıldığı durumda elde edilmiştir. 38 °C kondenser sıcaklığında R515a'ya ait birim soğutucu akışkan kütlesi başına soğutma kapasitesi değeri R456a'ya göre 9 kJ/kg daha düşük bulunmuştur.



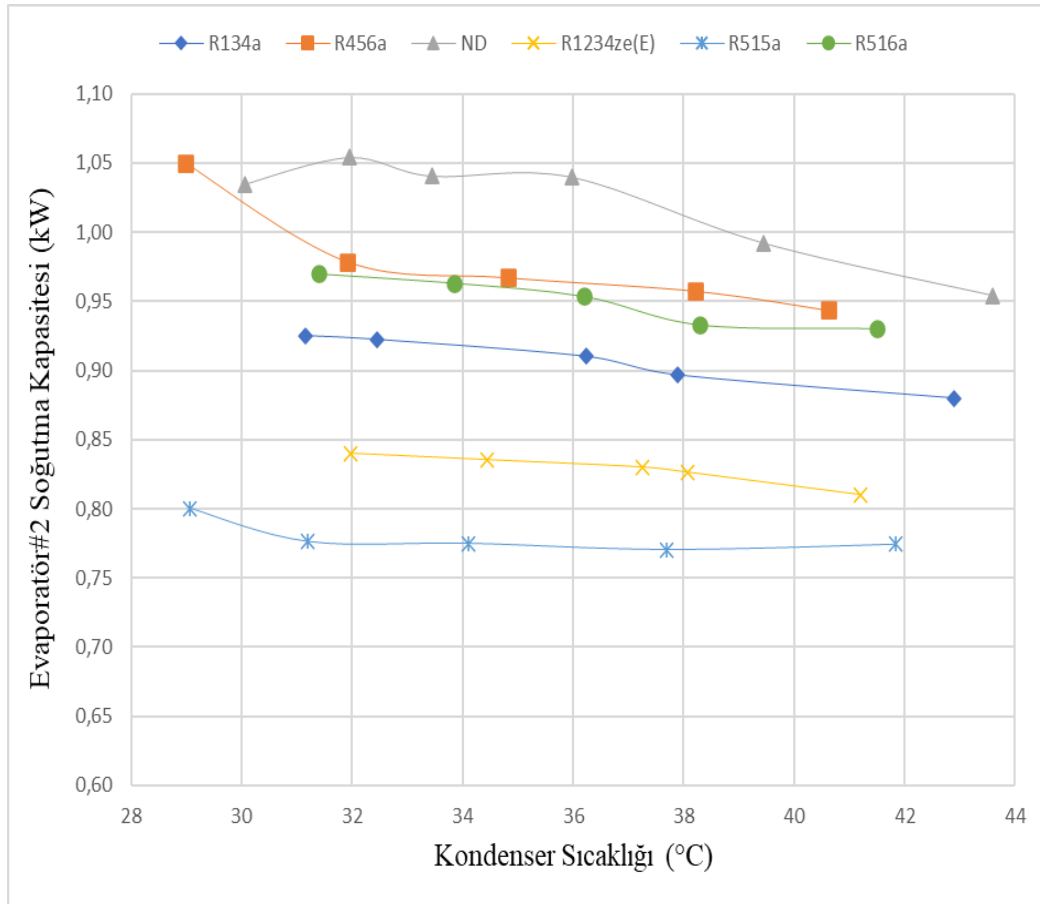
Şekil 3.10. Kütlesel debilerin ($\dot{m}_9$) kondenser sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanların kütlesel debilerinin ($\dot{m}_9$) kondenser sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 3.10’da verilmiştir. Şekil 3.10 incelendiğinde farklı soğutucu akışkanlara ait kütlesel debi ($\dot{m}_9$) değerlerinin kondenser sıcaklığının artmasıyla arttırdığı görülmektedir. Karşılaştırılan soğutucu akışkanları arasında kondenser sıcaklığındaki artışa bağlı olarak $\dot{m}_9$ değerindeki en büyük artış R134a kullanılması durumunda gerçekleşmiştir. Kondenser sıcaklığının 32°C dereceden 42 °C dereceye artmasıyla R134a’ya ait $\dot{m}_9$ değeri yaklaşık 27 g/s artmıştır. En düşük $\dot{m}_9$ değeri sistemde R515a kullanıldığı durumda elde edilmiştir. Örneğin, 34°C R515a’nın $\dot{m}_9$ değeri R456a’dan %3 daha düşüktür. Tüm soğutucu akışkanlar için kütlesel debi değerini oluşturan değerlerden, hız ve yoğunluk kondenser sıcaklığı ile artmaktadır. Yoğunluk buharlaşma sıcaklıklarının artması ile artarken hız ejektörün birincil girişinden giren soğutucu akışkan miktarının artması ile artmaktadır.



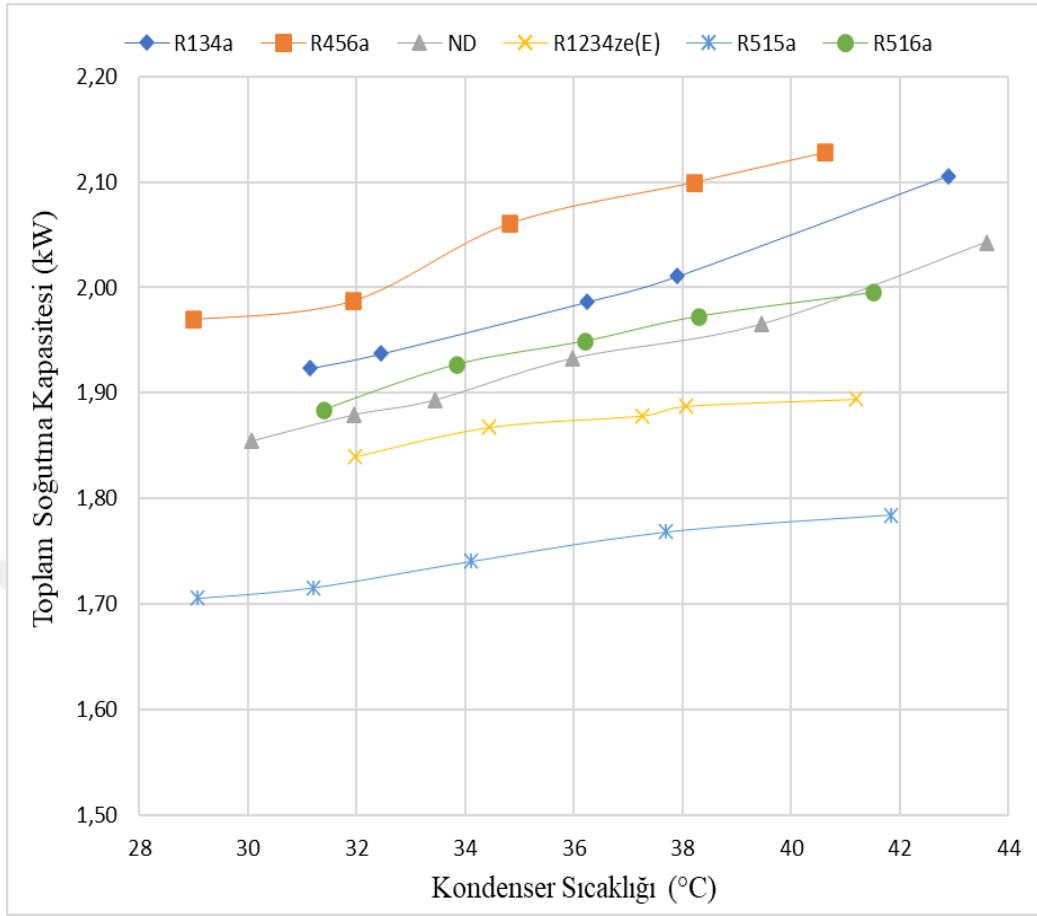
Şekil 3.11. Evaporatör#1 soğutma kapasitelerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi

Evaporatör#1 soğutma kapasitesinin ($Q_{\text{evap}\#1}$) kondenser sıcaklığına göre değişimi de Şekil 3.11’de verilmiştir. En yüksek $Q_{\text{evap}\#1}$ sistemde R456a kullanıldığında elde edilmiştir. Kondenser sıcaklığı 30 °C ‘den 42 °C ‘ye arttırıldığında R456a’nın $Q_{\text{evap}\#1}$ değeri yaklaşık olarak %27 artmıştır. Tüm kondenser sıcaklıklarında $Q_{\text{evap}\#1}$ değeri düşük debi değerlerinden dolayı R1234ze(E) ve R515a için en düşük olmuştur. Şekil 3.8’ de birim soğutucu akışkan kütlesi başına soğutma kapasitesi azalsa da soğutma kapasitesinde artış olduğu görülmektedir. Bunun sebebi Şekil 3.10’ da görüldüğü gibi kondenser sıcaklığı ile artan kütleli debi değeridir. Kütleli debi değeri arttıkça evaporatör#1’in kütleli debi değeri de artmaktadır.



Şekil 3.12. Evaporatör#2 soğutma kapasitelerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanların evaporatör#2 soğutma kapasitesi değerlerinin kondenser sıcaklıklarına göre değişimi Şekil 3.12’de verilmiştir. Tüm soğutucu akışkanlar için evaporatör#2’ye ait soğutma kapasitesi değerleri kondenser sıcaklığı ile azalmıştır. Kondenser sıcaklığının 32 °C ile 40 °C aralığında bu düşüş R456a için 0,2 kW iken R515a için 0,5 kW’tır. Ayrıca şekil incelendiğinde en yüksek evaporatör#2 soğutma kapasitesi değerlerinin ND’ye ait olduğu görülmektedir. Örneğin, 36 °C’de ND’nin evaporatör#2’ye ait soğutma kapasitesi değeri R1234ze(E) ile karşılaştırıldığında %23 daha yüksek olmuştur. Şekil 3.11 ve 3.12 birlikte değerlendirildiğinde tüm soğutucu akışkanlar için $Q_{\text{evap}\#2}$ değeri kondenser sıcaklığı arttıkça azalmıştır. Buna rağmen Şekil 3.12’de görüldüğü gibi evaporatördeki soğutma kapasiteleri kondenser sıcaklığı ile Şekil 3.9 kadar büyük bir düşüş olmamıştır. Bunun sebebi soğutucu akışkan ($\dot{m}_9$) değerlerinin kondenser sıcaklıklarının artmasıyla yükselmiş olmasıdır.

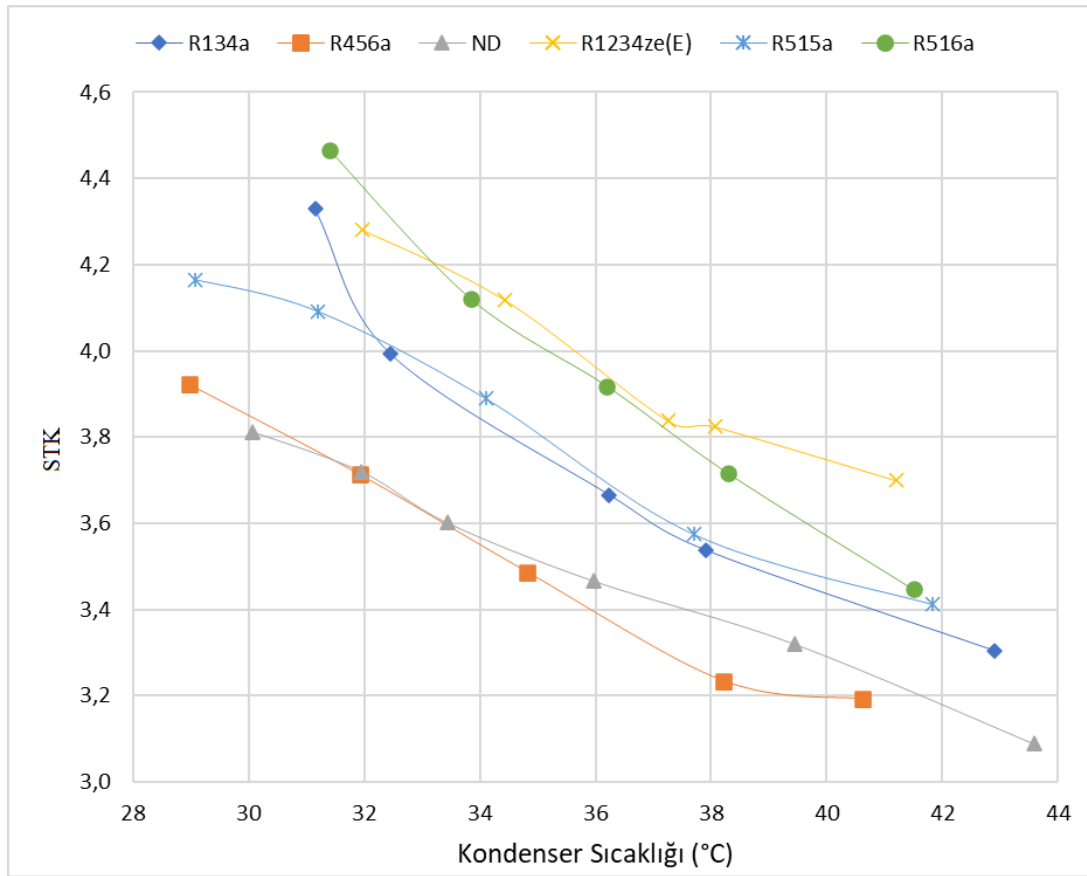


Şekil 3.13. Toplam soğutma kapasitelerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi

Şekil 3.13'te deneysel sistemde farklı soğutucu akışkanlar kullanılması durumunda toplam soğutma kapasitesinin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde, kondenser sıcaklıklarının artmasıyla tüm soğutucu akışkanlar için soğutma kapasitelerinin arttığı görülmektedir. Örneğin, R134a için en düşük ve en yüksek kondenser sıcaklıkları arasında değişim % 9'ken, R515a için % 5'tir. Ayrıca, Şekil 3.13 incelendiğinde R456a'nın toplam soğutma kapasitesinin R134a'dan daha yüksek olduğu görülmektedir.

Örneğin, kondenser sıcaklığının 38 °C olması durumunda R456a'nın toplam soğutma kapasitesi R134a'dan yaklaşık olarak % 4 daha fazladır. Bu durumda R456a'nın soğutma kapasitesi 2,1 kW, R134a'nın soğutma kapasitesi ise 2,02 kW olmuştur. En düşük toplam soğutma kapasitesi sistemde soğutucu akışkan olarak R515a kullanıldığında elde edilmiştir. Örneğin, 32°C kondenser sıcaklığında R515a'nın, R134a'ya kıyasla %12,7 daha düşük toplam soğutma kapasitesine sahip olduğu bulunmuştur. En yüksek toplam soğutma kapasitesi sistemde R456a kullanıldığında

en düşük toplam soğutma kapasitesi ise sistemde R515a kullanıldığında elde edilmiştir. R134a için en düşük ve en yüksek kondenser sıcaklıkları arasındaki değişim değeri %15, ND için %10 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.14. STK'lerin kondenser sıcaklığı ile değişimi

Şekil 3.14'te ejektör destekli soğutma sisteminde STK'nin kondenser sıcaklığı ile değişimi gösterilmektedir. STK değeri sistemden elde edilen toplam soğutma kapasitesinin kompresörde soğutucu akışkana verilen enerji miktarı oranı olarak tanımlanmıştır. STK tüm soğutucu akışkanlar için kodenser sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. Bunun temel sebebi kondenser sıcaklığı arttıkça kompresör gücü değerlerinin artış göstermesi ancak soğutma kapasitesi değerinin aynı oranda artış

gösterememesidir. Şekil 3.14 incelendiğinde sistemde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için STK değerlerinin kondenser sıcaklıklarının yükselmesi ile azaldığı görülmektedir. Kondenser sıcaklıkları 32°C'den 41°C'ye arttırıldığında, STK değerinin en yüksek değişimi sistemde soğutucu akışkan olarak R516a kullanıldığında (% 23) en düşük değişim ise (% 15) R1234ze(E) kullanıldığında elde edilmiştir. R515a, R516a ve R1234ze(E)'nin R134a'ya göre daha yüksek STK değerleri verdiği görülmektedir. Örneğin, 34°C kondenser sıcaklığı için R515a, R516a ve R1234ze(E)'nin STK değerleri R134a'dan sırasıyla % 2, % 7,5 ve % 9 fazladır. Karşılaştırılan soğutucu akışkanlar içerisinde en düşük STK değeri sistemde R456a kullanıldığı durumda elde edildiği görülmektedir. Kondenser sıcaklığının 34°C olması durumunda R456a'dan elde edilen STK değeri R134a'ya kıyasla % 8 daha düşüktür. En yüksek değişim R516a'da olurken en düşük değişim R1234ze(E) için olmuştur.

Çizelge 3.1'de, deney sisteminde farklı soğutucu akışkanların kullanılması durumunda elde edilen çevrim özellikleri ve performans parametrelerinin, deney sisteminde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılması durumuna göre elde edilen performans parametrelerine göre karşılaştırılması verilmiştir (kondenser sıcaklığı 34 °C). Deney sisteminde R134a soğutucu akışkanı kullanıldığında elde edilen değerler birim cinsinden, diğer soğutucu akışkanlar için elde edilen değerler R134a'nın değerlerine göre yüzdesel olarak verilmiştir. R134a'dan yüksek olan değerler için + düşük değerler için – kullanılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde R516a, R456a ve ND soğutucu akışkanlarından elde edilen değerlerin R134a'ya çok yakın olduğu görülmektedir. Ancak GWP değerleri de dikkate alındığında R516a soğutucu akışkanının ön plana çıktığı görülmektedir. Düşük GWP'li R1234ze(E) ve R515a'de yüksek STK değerleri elde edilsede soğutma kapasitesi değerlerinin diğer akışkanlara göre düşük olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 3.1 : Deney sisteminde 34 °C kondenser sıcaklığında alternatif soğutucu akışkanlardan elde edilen çevrim özellikleri ve performans parametrelerinin soğutucu akışkan R134a kullanılması durumu ile elde edilen değerlere göre karşılaştırılması

	R134a	R456a	ND	R515a	R1234ze (E)	R516a
Kompresör giriş basıncı (kPa)	207	-%7	-%10	-%18	-%30	+%3
Buharlaştırma sıcaklığı (°C)	-9	-%21	-%12	+%15	+%66	-%3
Kompresör gücü (kW)	0,51	+%11	+%3	-%16	-%15	-%8
Kompresör sıkıştırma oranı	4,2	+%7	+%4	-%2	-%13	-%5
Kondenser çıkışı yoğunluk (kg/m ³)	1190	-%5	-%4	-%1	-%3	-%10
Aşırı soğutma değeri (°C)	4,3	-%82	+%25	+%74	+%5	+%91
Evaporatör#1 giriş basınçları (kPa)	416	-%1	-%2	-%17	-%10	-%5
Soğutucu akışkan debileri (kg/s)	0,108	+%3	+%4	-%7	-%2	-%4
Evaporatör#1’de birim kütle başına soğut. kap. (kJ/kg)	169	-%2	-%10	-%12	-%7	-%3
Evaporatör#2’de birim kütle başına soğut. kap. (kJ/kg)	84	+%2	+%9	-%6	-%5	+%12
Evaporatör#1soğutma kapasitesi (kW)	1,04	+%3	-%17	- %7	-%1	-%7
Evaporatör#2soğutma kapasitesi (kW)	0,92	+%5	+%13	-%18	-%11	+%4
Toplam soğut. kap. (kW)	1,96	+%4	-%3	-%11	-%5	-%2
STK	3,82	-%7	-%6	+%1	+%9	+%7
GWP	1300	-%47	-%60	-%70	-%99	-%90

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada ejektör destekli soğutma sisteminde farklı soğutucu akışkanların kullanılması durumunda sistemin performans analizi karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Deneylerde test edilen soğutucu akışkanlar; R134a, R456a, R1234ze(E), R515a, R516a ve ND'dir. Deneyler ilk olarak sistemde R134a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılmış daha sonra düşük GWP değerine sahip R456a, R1234ze(E), R515a, R516a ve ND soğutucu akışkanları için aynı şartlarda tekrarlanmıştır. Düşük GWP'li soğutucu akışkanların sistemde kullanılması durumunda elde edilen performans parametreleri R134a ile karşılaştırılmıştır. Alınan veriler üç farklı değişkene göre değerlendirilmiştir ve sonuçlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Tez kapsamında değerlendirilen tüm soğutucu akışkanlar ejektörlü soğutma sistemi başarıyla test edilmiştir.
- Kompresör girişi en yüksek basınç R134a'ya aittir. Soğutucu akışkanların kompresör giriş basınç değerlerin karşılaştırıldığında, R134a'ya en yakın soğutucu akışkanın R516a olduğu belirlenmiştir.
- Test edilen soğutucu akışkanlar içinde en düşük buharlaşma sıcaklıklarına sistemde R456a ve ND kullanıldığı durum ulaşılmıştır.
- Sistemde R456a haricindeki soğutucu akışkanların aşırı soğutma değeri 3°C'nin üstünde bulunmuştur. Bu durum soğutucu akışkanların kolaylıkla yoğuştuğunu ve çevrimin doğru bir şekilde gerçekleşeceğini gösterir ancak R456a'nın aşırı soğutma değerleri oldukça düşüktür sistemde kullanılması durumunda ilave değişiklikler gereklidir.
- Deney sisteminde en yüksek kütleli debi değerlerine ND, R456a ve R134a ile çalışıldığı durumda ulaşılmıştır. Ayrıca eşit debi değerlerinde en yüksek kompresör işi R456a'ya aittir.

- Eşit debi değerlerinde en düşük evaporatör#1 soğutma kapasitesi ND'ye aitken, en yüksek evaporatör#2 soğutma kapasitesi yine ND'ye aittir. Bu durum ND akışkanın düşük basınçlarda daha yüksek soğutma kapasitesine sahip olduğunu bir kez daha göstermiştir. Eşit debi değerlerinde en yüksek STK değeri ise R1234ze(E)' ye aittir.
- Yüksek sıkıştırma oranları için en yüksek kompresör gücü sistem R134a ile çalıştığında elde edilmiştir. Sıkıştırma oranı en düşük olan soğutucu akışkan R1234ze(E)'dir. Ancak düşük kompresör sıkıştırma oranlarında en yüksek kompresör gücü R1234ze(E) elde edilmiştir.
- Eşit sıkıştırma oranlarında kompresör işi bakımından R134a'ya en yakın soğutucu akışkan ise R456a'dır. Ancak R456a'nın eşit sıkıştırma oranlarında toplam soğutma kapasitesi R134a'dan daha yüksek olduğu için daha yüksek STK değerlerine sahip olduğu belirlenmiştir.
- Evaporatör#1'de birim soğutucu akışkan başına düşen soğutma kapasite değeri en fazla R134a için elde edilmiştir. Ancak debi değerleri de incelendiğinde evaporatör#1 için R456a daha yüksek bir soğutma kapasitesine sahip olduğu görülmüştür.
- Evaporatör#2 için soğutma kapasitesinde ND akışkanı öne çıkmaktadır. Bu durum düşük basınçlarda ND'nin daha iyi soğutma performansına sahip olduğunu göstermektedir.
- Evaporatör#1 ve evaporatör#2 birlikte incelendiğinde en yüksek soğutma kapasitesi R456a için bulunmuştur. Bu durumdan R456a'nın basınç değişimleri gözönüne alındığında en yüksek soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan olduğunu göstermektedir.
- Toplam soğutma kapasitesi en yüksek R456a ve en düşük ise R515a için bulunmuştur.
- Kompresörde harcanan en yüksek güç değerine sistemde R456a kullanıldığı durumda ulaşılmıştır. En düşük kompresör işi ise R1234ze(E) ve R515a için elde edilmiştir.

- En yüksek STK değerine sahip soğutucu akışkanlar ise R1234ze(E) ve R516a olmuştur. STK değeri yüksek olmasına rağmen toplam soğutma kapasiteleri düşük olmasından dolayı R1234ze(E) bu sistem için önerilmemektedir. R516a ise hem R134a'ya yakın toplam soğutma kapasitesi hem de yüksek STK değerlerine sahip olduğu için ejektör destekli soğutma çevrimi için önerilmektedir.
- Deney sisteminde en düşük STK değeri ise R456a'ya ve ND için elde edilmiştir. Bunun temel sebebi ise yüksek kompresör gücü değerleridir.

Tüm sonuçlar değerlendirildiğinde; sistemde soğutucu akışkan olarak R516a kullanıldığında R134a'ya en yakın değerlere ulaşılmıştır. R516a'dan elde edilen performans parametrelerinin R134a'ya çok yakın olduğu görülmüş ve STK değerinin %7 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. GWP değerine bakıldığında değerlendirilen soğutucu akışkanlar arasında R134a'ya en iyi alternatifin (R516a'nın GWP = 131) R516a olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, R456a ve ND soğutucu akışkanların kullanımında R134a ile benzer sonuçlar elde edilmiştir, ancak bunları kullanırken GWP değerleri dikkate alınmalıdır (R456a'nın GWP'si 687 ve ND'nin GWP'si 522'dir). R1234ze(E) ve R515a soğutucu akışkanların STK değerlerinin R134a'dan daha yüksek olduğu görülmüş ancak performansları soğutma kapasiteleri açısından yetersiz bulunmuştur.

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalara ek olarak bazı çalışmalar önerilebilir. Bunlar sabit kondenser sıcaklığında ejektör birinci giriş ve ikinci giriş oranlarının değiştirilerek deney sisteminde soğutucu akışkanların test edilmesi olabilir. Ayrıca sistemde kullanılan evaporatörlerin ısı iletim akışkanlarının özelliklerinin değişiminin (hava sıcaklığı, su sıcaklığı vb) deney sistemi üzerindeki etkisi araştırılabilir.



KAYNAKLAR

- [1] 38th Informatory Note on Refrigeration Technologies - The Role of Refrigeration in the Global Economy.
<https://iifiir.org/en/fridoc/the-role-of-refrigeration-in-the-global-economy-2019-142028/> , 2021.
- [2] Y. Heredia-Aricapa, J. M. Belman-Flores, A. Mota-Babiloni, J. Serrano-Arellano, and J. J. García-Pabón, Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A, *Int. J. Refrig.* 111 (2020) 113–123.
- [3] M. Direk and E. Soylu, The effect of internal heat exchanger using R1234ze(E) as an alternative refrigerant in a mobile air-conditioning system, *J. Mech. Eng.* 64(2) (2018) 114–120.
- [4] Lemmon EW, Huber ML, McLinden MO, 2013. NIST Standard Reference Database 23, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. REFPROP version 10.0.
- [5] Ü. İşkan, M. Direk, C. Koyunoğlu, and F. Yüksel, Volumetric Efficiency Evaluation of the Use of Refrigerants R445a, R515a, R456a, ND, and R516a with Low GWP Instead of R134a, *J. Inst. Sci. Technol.*, 11(2) (2021) 500–511.
- [6] M. Direk, A. Kelesoglu, Automotive air conditioning system with an internal heat exchanger using R1234YF and different evaporation and condensation temperatures, *Therm. Sci.*, 23(2) (2019) 1115–1125.
- [7] Ü. İşkan, M. Direk, C. Koyunoğlu, F. Yüksel, In mobile air conditioning system R32 / R1234yf mixture of different rates of use evaluation of the impact on the performance of the system, 5 th International conference on advances in mechanical engineering, 2019 , İstanbul, TÜRKİYE
- [8] N. Lawrence, S. Elbel, Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf, *Int. J. Refrig.* 38 (2014) 310–322.
- [9] Y. Jeon, D. Kim, J. Jung, D. S. Jang, Y. Kim, Comparative performance evaluation of conventional and condenser outlet split ejector-based domestic refrigerator-freezers using R600a, *Energy* 161 (2018) 1085–1095.

- [10] Ş. Ünal and T. Yilmaz, Thermodynamic analysis of the two-phase ejector air-conditioning system for buses, *Appl. Therm. Eng.* 79 (2015) 108–116.
- [11] S. Disawas, S. Wongwises, Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device, *Int. J. Refrig.*, vol. 27(6) (2004) 587–594.
- [12] J. Yu, H. Zhao, Y. Li, Application of an ejector in autocascade refrigeration cycle for the performance improvement, *Int. J. Refrig.* 31(2) (2008) 279–286.
- [13] S. Elbel, P. Hrnjak, Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation, *Int. J. Refrig.* 31(3) (2008) 411–422.
- [14] M. Zhou, X. Wang, and J. Yu, Theoretical study on a novel dual-nozzle ejector enhanced refrigeration cycle for household refrigerator-freezers, *Energy Convers. Manag.* 73 (2013) 278–284.
- [15] L. Boumaraf, P. Haberschill, and A. Lallemand, Investigation of a novel ejector expansion refrigeration system using the working fluid R134a and its potential substitute R1234yf, *Energy Econ.* 45 (2014) 148–159.
- [16] H. Li, F. Cao, X. Bu, L. Wang, and X. Wang, Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle, *Appl. Energy.* 121(2014) 96–103.
- [17] F. Molés, J. Navarro-Esbrí, B. Peris, A. Mota-Babiloni, and Á. Barragán-Cervera, Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze(E) as working fluids, *Int. J. Refrig.* 44 (2014) 141–150.
- [18] K. Sumeru, S. Sulaimon, H. Nasution, and F. N. Ani, Numerical and experimental study of an ejector as an expansion device in split-type air conditioner for energy savings, *Energy Build.* 79 (2014) 98–105.
- [19] G. Pottker and P. Hrnjak, Ejector in R410A vapor compression systems with experimental quantification of two major mechanisms of performance improvement: Work recovery and liquid feeding, *Int. J. Refrig.* 50 (2014) 184–192.

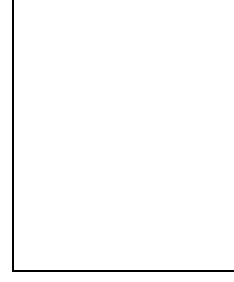
- [20] M. Hassanain, E. Elgendy, and M. Fatouh, Ejector expansion refrigeration system: Ejector design and performance evaluation, *Int. J. Refrig.* 58 (2015) 1–13.
- [21] N. Bilir Sag and H. K. Ersoy, Experimental investigation on motive nozzle throat diameter for an ejector expansion refrigeration system, *Energy Convers. Manag.* 124 (2016) 1–12.
- [22] F. Liu, E. A. Groll, and J. Ren, Comprehensive experimental performance analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ system, *Appl. Therm. Eng.* 98 (2016) 1061–1069.
- [23] Y. Jeon, J. Jung, D. Kim, S. Kim, and Y. Kim, Effects of ejector geometries on performance of ejector-expansion R410A air conditioner considering cooling seasonal performance factor, *Appl. Energy.* 205 (2017) 761–768.
- [24] H. K. Ersoy and N. Bilir Sag, Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander, *Int. J. Refrig.* 43 (2014) 97–110.
- [25] J. Liu, Y. Lu, X. Tian, J. Niu, and Z. Lin, Performance analysis of a dual temperature heat pump based on ejector-vapor compression cycle, *Energy Build.* 248 (2021) 111-194.
- [26] C. Lin, Y. Li, W. Cai, J. Yan, and Y. Hu, Experimental investigation of the adjustable ejector in a multi-evaporator refrigeration system, *Appl. Therm. Eng.* 61(2) (2013) 2–10.
- [27] N. Lawrence and S. Elbel, Theoretical and practical comparison of two-phase ejector refrigeration cycles including First and Second Law analysis, *Int. J. Refrig.* 36(4) (2013) 1220–1232.
- [28] Ş. Ünal and T. Yilmaz, Thermodynamic analysis of the two-phase ejector air-conditioning system for buses, *Appl. Therm. Eng.* 79 (2015) 108–116.
- [29] N. Lawrence and S. Elbel, Experimental investigation on the effect of evaporator design and application of work recovery on the performance of two-phase ejector liquid recirculation cycles with R410A, *Appl. Therm. Eng.* 100 (2016) 398–411.

- [30] L. Geng, H. Liu, X. Wei, Z. Hou, and Z. Wang, Energy and exergy analyses of a bi-evaporator compression/ejection refrigeration cycle, *Energy Convers. Manag.* 130 (2016) 71–80.
- [31] G. Boccardi, F. Botticella, G. Lillo, R. Mastrullo, A. W. Mauro, and R. Trinchieri, Étude expérimentale sur la performance d’une pompe à chaleur au CO₂ transcritique équipée d’un système d’expansion multi-éjecteur, *Int. J. Refrig.* 82 (2017) 389–400.
- [32] S. Kim, Y. Jeon, H. J. Chung, and Y. Kim, Performance optimization of an R410A air-conditioner with a dual evaporator ejector cycle based on cooling seasonal performance factor, *Appl. Therm. Eng.* 131(2018) 988–997.
- [33] J. Liu, Y. Liu, and J. Yu, Performance analysis of a modified dual-ejector and dual-evaporator transcritical CO₂ refrigeration cycle for supermarket application, *Int. J. Refrig.* 131(2021) 109–118.
- [34] Y Çengel, M. A. Boles, *Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik*, Literatür Yayıncılık, 1996
- [35] S. Elbel, Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning, *Int. J. Refrig.* 34(7) (2011) 1545–1561.
- [36] N. Lawrence, Experimental and analytical investigation of automotive ejector air conditioning cycles using low pressure refrigerants, *International refrigeration and air conditioning conference* , 2012 , IL, USA
- [37] <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezDetay.jsp?id=TOUExEys1h5oXMit6x69fw&no=iz1eFYgqqQh5t3F1h6oT6/> ,2021
- [38] A. U. Atmaca, A. Erek, and O. Ekren, Sabit Alanda ve Sabit Basıncıta Karışıklı Ejektör Modellerinin Performans Değerlendirmesi, *Müh. ve Mak.* 59 (2018) 89–118.
- [39] He, Y. Li, R.Z. Wang, Progress of mathematical modeling on ejectors, *Renew.Sustain. Energy Rev.* 13 (2009) 1760-1780.
- [40] D.W. Sun, I.W. Eames, Recent developments in the design theories and applications of ejectors e a review, *J. Inst. Energy* 68 (1995) 57-79.

- [41] W.B Gosney Principle of Refrigeration Cambrige univwersity Press
Cambrige 1982
- [42] W.F Stoecker, Steam-jet refrigeration, in: Refrigeration and air conditioning
Mcgraw- Hill , New york 1958 194-205.
- [43] Z. Aidoun, M. Ouzzane, The effect of operating conditions on the
performance of a supersonic ejector for refrigeration, Int. J. Refrig. 27 (2004) 947-
984
- [44] K. Chunnanond, Ejector: applications in refrigeration technology, Renew.
Sustain. Energy Rev. 8 (2004) 129-155.
- [45] Kline, S.J., McClintock, F.A., Describing uncertainties in single-sample
experiments, Mechanical Engineering (1953)
- [46] K. Çomaklı, F. Şimşek, Ö. Özyurt, and K. Bakırcı, Soğutma/Isıtma
Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Alternatifleri, Mühendis ve
Makina, 47 (2006) 33–45.
- [47] K. S. Ü. Kahramanmara, Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine
Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar Soğutucu Akışkanların
Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu
Akışkanlar,” no. September, 2014.
- [48] Z. Yang et al., “Analysis of lower GWP and flammable alternative
refrigerants,” Int. J. Refrig. 126 (2021) 12–22.
- [49] M. O. McLinden, C. J. Seeton, and A. Pearson, New refrigerants and system
configurations for vapor-compression refrigeration, Science 80. 370 (2020) 791–
796.
- [50] Gaurav and R. Kumar, Computational energy and exergy analysis of R134a,
R1234yf, R1234ze and their mixtures in vapour compression system, Ain Shams
Eng. J. 9(4) (2018) 3229–3237.



ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Ümit İŞKAN

Lisans: Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği

Yayın ve Patent Listesi:

- [1] Ü. İŞKAN, M. DİREK, C. KOYUNOĞLU, and F. YÜKSEL, “Volumetric Efficiency Evaluation of the Use of Refrigerants R445a, R515a, R456a, ND, and R516a with Low GWP Instead of R134a,” J. Inst. Sci. Technol. 11(1) (2021) 500–511.
- [2] Ü. İŞKAN, M. DİREK, F. YÜKSEL, E. SOYLU, Otomobil iklimlendirme sistemlerinde farklı soğutucu akışkan kullanılmasında kompresörün volumetrik verim analizi,” Int. J. Pure Appl. Sci. 7(1) (2021) 41–50.
- [3] Ü. İşkan, M. Direk, C. Koyunoğlu, F. Yüksel, In mobile air conditioning system R32 / R1234yf mixture of different rates of use evaluation of the impact on the performance of the system, 5 th International Conference on Advances in Mechanical Engineering, 2019 , İstanbul, TÜRKİYE

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- [1] Ü. İşkan and M. Direk, “Experimental investigation on the effect of expansion valves in a dual evaporator ejector refrigeration system using R134a and R456a,” Energy Sources, Part A Recover. Util. Environ. Eff. (2021) 1–15.

