



**T.C.
YALOVA ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ BİLİM DALI**

**EJEKTÖR SONRASI AYRIMLI ÇİFT EVAPORATÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN
PERFORMANS ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GİZEM ÇETİN

**DANIŞMAN: DOÇ. DR. MEHMET DİREK
ORTAK DANIŞMAN: DOÇ. DR. CÜNEYT TUNÇKAL**

**YALOVA
TEMMUZ 2024**



T.C.
YALOVA ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ BİLİM DALI

EJEKTÖR SONRASI AYRIMLI ÇİFT EVAPORATÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN
PERFORMANS ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GİZEM ÇETİN
218107016

DANIŞMAN: DOÇ. DR. MEHMET DİREK
ORTAK DANIŞMAN: DOÇ. DR. CÜNEYT TUNÇKAL

YALOVA
TEMMUZ 2024

ETİK BEYAN

Yalova Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez Yazım Kuralları'na uygun olarak hazırladığım “Ejektör Sonrası Ayrımlı Çift Evaporatörlü Soğutma Sisteminin Performans Analizi” başlıklı bu tez çalışmada; tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi, tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu, tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı, bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu bildirir, aksinin tespiti halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi taahhüt ve beyan ederim.

İmza

Gizem ÇETİN



ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam da desteklenmesine olanak sağlayan Yalova Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) Koordinasyon Birimine (Proje No: 2021/BAP/001) teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimim boyunca benden yardımlarını esirgemeyen, akademik anlamda bana her zaman destek olan danışman hocalarım Sayın Doç. Dr. Mehmet DİREK ve Sayın Doç. Dr. Cüneyt TUNÇKAL'a çok teşekkür ederim. Ayrıca, başta Enerji Sistemleri Bölüm Başkanı Sayın Prof. Dr. Fikret YÜKSEL ve değerli Bölüm hocalarıma çok teşekkür ederim.

Yalova Üniversitesi'ndeki eğitimimde bana katkıları ve destekleri için Prof. Dr. Sibel BAŞAKÇILARDAN KABAKÇI ve Dr. Öğr. Üyesi Ezgi BAYRAKDAR ATEŞ'e çok teşekkür ederim.

Tüm süreç boyunca motive olmamı sağlayan arkadaşlarım Klnk Psk. Dilan TOSUN, Arş. Gör. Kübra AL, Enerji Sis. Müh. Kardelen KÜÇÜKTAŞ ve Mak. Müh. Cansın KORKMAZ'a teşekkür ederim.

Son olarak, her konuda en büyük destekçilerim; annem Gülten ÇETİN, babam Bayram ÇETİN ve kız kardeşim Sinem Şimşek sağlayan tüm aile bireylerime çok teşekkür ederim.

Yalova'da geçirdiğim süre boyunca desteklerini esirgemeyen Av. Şevval GÜLESİN UYSAL'a ve Sn.Lobar Mukhamadieva güzel dostlukları için teşekkür ederim.

Temmuz – 2024

Gizem ÇETİN

İÇİNDEKİLER

ETİK BEYAN	iii
ÖNSÖZ	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
SİMGELER ve KISALTMALAR LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ.....	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ	12
1.1. Literatür Özeti	13
1.2. Tezin Amacı	17
2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ	20
2.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri	20
2.2. Ejektörlü Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri	20
2.3. Çift Evaporatörlü Ejektörlü Soğutma Sistemleri	21
3. MATERYAL VE METOD	24
3.1. Deney Sisteminin Tanıtılması	24
3.1.1. Deney sisteminde kullanılan ejektörün teknik özellikleri	27
3.1.2. Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazları ve ölçüm yapılması	28
3.2. Difüzör Sonrası Ayrım (DOS)	32
3.2.1. Difüzör sonrası deney sisteminin termodinamik analizi	36
3.3. Kondenser Sonrası Ayrım (COS)	38
3.3.1. Kondenser sonrası deney sisteminin termodinamik analizi	40
3.4. Soğutucu Akışkanın Özellikleri	43
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	44
4.1. Kompresör Giriş Basınçlarına Bağlı Değişimi	44
4.2. Kondenser Giriş Hava Sıcaklıklarına Bağlı Değişimi.....	50
4.3. Kondensere Giren Hava Hızlarına Bağlı Değişimi	57
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	64
KAYNAKÇA	66
ÖZGEÇMİŞ	68

SİMGELER ve KISALTMALAR LİSTESİ

SİMGELER

$\dot{Q}_{hava,kaynaklı,evap}$	: Havalı kaynaklı Evaporatör soğutma kapasitesi (kW)
$\dot{Q}_{Evaporatör(su)}$	: Evaporatör su deposu soğutma kapasitesi (kW)
c_p	: Özgül ısı ($\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
$\dot{m}$	: Kütleli debi (g s^{-1})
h	: Özgül entalpi (kJ kg^{-1})
P	: Basınç (kPa)
Q	: Kondenser soğutma kapasitesi (kW)
W	: Harcanan iş (kW)

KISALTMALAR

BSS	: Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi
COP	: Soğutma Tesir Katsayısı
COS	: Kondenser Sonrası Ayrım
DOS	: Ejektör Sonrası Ayrım
EBSS	: Ejektörlü Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma
EİES	: Ejektörlü İki Evaporatörlü Soğutma
EMD	: Elektromanyetik debimetre
ER	: Kütleli Debi Oranı
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser
ODP	: Ozon Delme Potansiyeli
PID	: Proportional Integral Derivative
STK	: Soğutma Tesiri Katsayısı
TXV	: Genleşme vanası
V	: Vana

TABLÖLER LİSTESİ

Tablo 3.1. Sistem ekipmanları özellikleri.....	27
Tablo 3.2. Deneysel sistemde kullanılan sabit basınçlı ejektörün teknik ölçüleri	28
Tablo 3.3. Deneysel sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri	29
Tablo 3.4. Deneysel sistemde bulunan basınç ölçüm noktaları	20
Tablo 3.5. Deneysel sistemde bulunan sıcaklık ölçüm noktaları	21
Tablo 3.6. Difüzör sonrası sistemin noktasal olarak termodinamik analizi	26
Tablo 3.7. Kondenser sonrası sistemin noktasal olarak termodinamik analizi	30
Tablo 3.8. DOS ve COS deneysel sistemlerin termodinamik analizi	31
Tablo 3.9. R134a soğutucu akışkanının özellikleri	43
Tablo 4.1. Kompresör giriş basınçlarına bağlı deneyler için sabitler.....	44
Tablo 4.2. Kondenser giriş hava sıcaklıklarına bağlı deneylerin sabitleri.....	39
Tablo 4.3. Kondensere giren hava hızlarına bağlı deneylerin sabitleri	46

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi çevrim şeması ve P-h diyagramı	9
Şekil 2.2. Ejektörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal P-h diyagramı	10
Şekil 2.3. Çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal P-h diyagramı	11
Şekil 3.1. Deneysel sistem de ekipmanların genel görünümü	13
Şekil 3.2. Detaylı sistem şeması	15
Şekil 3.3. Deneysel sistemde kullanılan ejektörün şematik çizimi	16
Şekil 3.4. Sistemde kullanılan ejektörün görünümü	17
Şekil 3.5. Ölçüm cihazları	18
Şekil 3.6a. Coriolis debimetre	18
Şekil 3.6b. Data toplama sistemi	18
Şekil 3.7. Deneysel sistemde kullanılan Coriolis debimetre	19
Şekil 3.8. Deneysel sistemde kullanılan elektromanyetik debimetre görünümü	19
Şekil 3.9. Deneysel sistemde kullanılan yüksek basınç ölçüm cihazı	20
Şekil 3.10. Deneysel sistem de bulunan kondenser ve evaporatörlerin görünümü	22
Şekil 3.11. Evaporatör#1 ve su çevrimi hattı	23
Şekil 3.12a. Difüzör sonrası ayırım parçası	24
Şekil 3.12b. Ejektör sonrası görünümü	24
Şekil 3.13. Çift evaporatörlü ejektörlü sistem (Difüzör sonrası ayırım)	24
Şekil 3.14. DOS konfigürasyonun P-h diyagramı	25
Şekil 3.15. Kondenser sonrası ayırım iki evaporatörlü ejektörlü sistem şeması	28
Şekil 3.16. DOS konfigürasyonun P-h diyagramı	29
Şekil 4.1. Sıkıştırma oranının kompresör giriş basıncına göre değişimi	34
Şekil 4.2. Kompresör gücünün kompresör giriş basıncına göre değişimi	35
Şekil 4.3. Evaporatör#2 soğutma kapasitesinin kompresör giriş basıncına göre değişimi	36
Şekil 4.4. Evaporatör#1 soğutma kapasitesinin kompresör giriş basıncına göre değişimi	37
Şekil 4.5. Evaporatör#2 superheat değerleri kompresör giriş basıncına göre değişimi ..	38
Şekil 4.6. Toplam soğutma kapasitesinin kompresör giriş basıncına göre değişimi	38
Şekil 4.7. Kompresör giriş basıncının kondenser giriş hava sıcaklığına göre değişimi ..	40
Şekil 4.8a. Kompresör sıkıştırma oranlarının kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi	41

Şekil 4.8b. Yoğuşma basınçlarının ve sıcaklıklarının kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi.....	41
Şekil 4.9. Evaporatör#1 giriş kuruluk derecesinin kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi.....	42
Şekil 4.10. Kompresör gücünün kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi	43
Şekil 4.11. Evaporatör#2 soğutma kapasitesinin kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi	43
Şekil 4.12. Evaporatör#2 superheat değerleri kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi	44
Şekil 4.13. Toplam soğutma kapasitesinin kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi	45
Şekil 4.14. Subcoolingin kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi	45
Şekil 4.15. Kompresör giriş basıncının kondensere giren hava hızlarına göre değişimi.....	47
Şekil 4.16. Sıkıştırma oranının kondensere giren hava hızlarına göre değişimi.....	48
Şekil 4.17. Kompresör gücünün kondensere giren hava hızlarına göre değişimi.....	49
Şekil 4.18. Evaporatör#2 soğutma kapasitesi kondensere giren hava hızlarına göre değişimi	49
Şekil 4.19. Evaporatör#1 soğutma kapasitesi kondensere giren hava hızlarına göre değişimi	50
Şekil 4.20. Toplam soğutma kapasitesinin kondensere giren hava hızlarına göre değişimi	51
Şekil 4.21. COP'nin kondensere giren hava hızlarına göre değişimi.....	52

EJEKTÖR SONRASI AYIRIMLI ÇİFT EVAPORATÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANS ANALİZİ

ÖZET

Bu tez çalışmasında iki evaporatörlü ejektörlü soğutma sisteminin performansı deneysel olarak analiz edilmiştir. Ejektörlü iki evaporatörlü soğutma (EİES) sistemi iki farklı konfigürasyonda çalışabilecek şekilde tasarlanmıştır. Birinci konfigürasyon ejektör sonrası ayrımlı (DOS), ikincisi ise kondenser sonrası ayrımlı (COS) olarak kurulmuş ve test edilmiştir. Deneyler, R134a soğutucu akışkanını kullanarak kompresör giriş basınçları, kondenser giriş hava sıcaklıkları ve kondensere giren hava hızlarına göre yapılmıştır. Soğutma kapasitesi, kompresör güçleri, soğutma tesir katsayısı vb. performans parametrelerinin değişimi DOS ve COS çalışma konfigürasyonları için karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde; COS'a göre DOS'da kompresör güç değerleri ortalama % 9 daha düşük bulunmuştur. Ayrıca, COS'da elde edilen toplam soğutma kapasitesi DOS'a göre % 16 oranında daha yüksek olmuştur. Her iki çalışma modu soğutma tesir katsayılarına (COP)'ler açısından karşılaştırıldığında COS'da elde edilen değer DOS'a göre % 13 daha düşük hesaplanmıştır. COS'da kompresör giriş basıncı, hava sıcaklığı arttıkça artma eğiliminde olduğu görülmüştür. COS modunda kompresör gücü, hava sıcaklığı arttıkça en yüksek 0,70 kW değerine ulaşmıştır. Sistem kondensere giren hava hızlarına göre değerlendirildiğinde COS'da kompresör giriş basınçlarının daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Enerji tüketimi değerleri açısından yapılan karşılaştırmalarda ise; DOS'un, COS'a göre daha düşük enerji tüketimi ile çalıştığı belirlenmiştir. Tüm sonuçlar göz önüne alındığında, çift evaporatörlü ejektör sisteminin DOS'a göre çalıştırılması durumunda soğutucu akışkan ayırımının tam olarak yapılabildiği ve sistemin etkin bir şekilde çalıştırılabildiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Ejektör, Çift evaporatör, R134a, COP

PERFORMANCE ANALYSIS OF EJECTOR OUTLET SPLIT DUAL EVAPORATOR REFRIGERATION SYSTEM

ABSTRACT

In this thesis, the performance of the dual-evaporator ejector refrigeration (DEER) system was analyzed experimentally. The DEER system was designed to operate in two different configurations. The first configuration was established and tested with diffuser/ejector outlet separation (DOS), and the second with condenser outlet separation (COS). The experiments were conducted using R134a refrigerant with varying compressor inlet pressures, condenser inlet air temperatures, and condenser inlet air velocities. Changes in performance parameters such as cooling capacity, compressor power, coefficient of performance (COP) were presented comparatively for DOS and COS operating configurations. When the obtained results were evaluated, compressor power values were found to be 9% lower on average in DOS compared to COS. Additionally, the total cooling capacity obtained in COS was 16% higher than in DOS. Comparing both operating modes in terms of COP, the value obtained in COS was calculated to be 13% lower than in DOS. It was observed that the compressor inlet pressure in the COS tends to increase as the air temperature rises. In the COS mode, the compressor power reached a maximum value of 0.70 kW as the air temperature increased. When evaluating the system based on the air velocities entering the condenser, it was determined that the compressor inlet pressures were higher in the COS configuration. Energy consumption values comparison indicated that DOS operates with lower energy consumption compared to COS. Taking all the results into consideration, it is evident that operating the dual-evaporator ejector system according to DOS allows for full refrigerant separation and effective system operation.

Keywords: Ejector, Dual evaporator, R134a, COP

1. GİRİŞ

Günümüzde değişen mevsim ve iklim şartlarından dolayı hava sıcaklıkları daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Küresel ısınmanın beraberinde getirdiği olumsuzluklar ile mücadele etmek tüm dünyada önemli önceliklerden biri haline gelmiştir. Artan sıcaklık değerleri soğutma ihtiyacını da önemli ölçüde arttırmış ve buna bağlı enerji kullanım değerleri kaçınılmaz olarak yükselmiştir.

Soğutma sistemleri dünya geneli elektrik tüketiminin % 20'sini oluşturmaktadır. Dünya genelinde, bina ve endüstriyel tesislerin ısıtma ve soğutulması için harcanan enerji tüm kullanılan enerjinin yaklaşık % 20 'lik kısmını oluşturmaktadır. [1]. Bu da soğutma ve ısıtma için kullanılan cihazların verimlerinin artırılmasını zorunlu hale getirmektedir.

Günümüzde soğutma için yaygın olarak mekanik buhar sıkıştırma çevrimleri kullanılmaktadır. Binalarda, endüstriyel tesisler veya ulaşım araçları vs. buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleri (BSS) çok yüksek bir kullanım potansiyeline sahiptir. BSS sistemlerinin enerji tüketim değerlerinin performanslarını etkilemeden düşürülmesi öncelikli konulardan biri haline gelmiştir. Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin ve alternatif enerji kaynaklarının yeterince kullanılmaması sebebiyle elektrik enerji tüketimi ve maliyetleri talep edilenden yüksek olmaktadır [2].

Enerji tüketiminin ve maliyetin bu denli yüksek olmasından kaynaklı, geçmişten günümüze soğutma sistemleri konusunda araştırmalar yapılmıştır. Son yıllarda ise bu çalışmalar özellikle buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin veriminin artırılması ve enerji tüketiminin azaltılması için yapılmaktadır. Bu doğrultuda BSS sistemlerinde çeşitli yöntemlerle enerji tüketim değerleri azaltılabilir. Bunlar iç ısı değiştirici kullanımı, kaskad çevrimlerin kullanımı veya genişleme valfinin yerine ejektörün kullanımı gibi. Bu bahsedilen uygulamalardan ejektörün kullanımı son yıllarda ön plana çıkan uygulamalardan biridir. BSS sistemlerinde genişleme valfindeki kısılma tersinmezliklere neden olmakta bu da sistem verimini olumsuz etkilemektedir. Bu olumsuzlukların önüne geçebilmek amacıyla BSS sistemlerinde genişleme valfinin yerine ejektör kullanılabilir [3].

BSS sistemleri temel olarak dört ana ekipmandan oluşur. Bu dört ana ekipman kondenser, evaporatör, kompresör ve genişleme valfidir. Bu ekipmanlara sıvı tankı, filtre, gözetleme camı vs. gibi yardımcı elemanlarda eklenerek klasik BSS sistemi oluşturulur. BSS sistemi ejektör ile çalıştırılacağı zaman ise sisteme sıvı ve buharı birbirinden ayırmak için bir sıvı-buhar ayırıcı (separatör) ilave edilir. Ancak separatör ayırma verimi en yüksek % 85'e kadar çıkmaktadır.

Bu da ejektörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma (EBSS) sistemlerini olumsuz olarak etkilemektedir. Bu durumun önüne geçebilmek amacıyla EBSS sistemlerinde separatör yerine ikinci bir evaporatör kullanılabilir. Böylece hem ikinci bir soğutma değeri elde edilir hem de sıvı buhar ayırımından kaynaklanan verim kaybının önüne geçilmiş olur. [3] [4][5].

Ejektör ile ilgili yapılan literatür çalışmaları incelendiğinde genellikle teorik çalışmaların yapıldığı, deneysel çalışmaların ise oldukça az olduğu görülmüştür [5] [6]. Bu çalışmada ejektörlü soğutma sistemi deneysel olarak değerlendirilmiştir. Sistem ejektörlü ve iki evaporatörlü olarak tasarlanmıştır. Tasarlanan sistem aynı zamanda kondenser sonrası ve ejektör sonrası ayırım yapabilecek şekilde tasarlanmış ve karşılaştırmalı olarak sonuçlar analiz edilmiştir.

1.1. Literatür Özeti

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde, soğutucu akışkan basıncını düşürmek amacıyla genleşme valfi kullanılmaktadır. Ancak, genleşme valfindeki tersinmezliklerden dolayı soğutma sistemlerinin verimleri olumsuz etkilenmektedir. Bu verim kayıplarını önlemek amacıyla buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde ejektör kullanılmaktadır. Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerine ejektör ve sıvı-buhar ayırıcı eklenerek çevrim ejektörlü soğutma çevrimine dönüştürülmektedir.

Ejektörün soğutma sisteminde ilk kullanımı 1910 yılında Maurice Leblanc tarafından tasarlanarak kullanılmıştır [7]. 1930 yılının başlarında büyük binaların iklimlendirmesinde ejektör kullanımı popüler olmuştur [8]. Günümüzde ise iklimlendirme sistemlerinde ejektörün kullanımının basınç geri kazanımı ve güç tüketiminin azaltılmasına katkı sağlaması beklenmektedir [9].

Ejektörler, “Sabit alan modeli” ve “Sabit basınç modeli” olarak iki farklı modele göre çalışmaktadır. Sabit basınç modelinde ejektörün birinci girişi, emme odası, karışım odası, ejektör boğazı ve difüzör bulunmaktadır. Sabit alan modelinde ise ejektör birinci girişi, emme odası, sabit alanlı karışım odası ve difüzörden oluşmaktadır. İki model arasındaki fark ise sabit basınç modelinde karışım odası ve ejektör boğazı iki ayrı bölüm iken sabit alan modelinde sabit alanlı karışım odası bulunmaktadır [10]. Bununla birlikte ejektör buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde farklı konfigürasyonlarda da kullanılabilir. Aşağıda ejektörün bu sistemlerde kullanılmayla ilgili teorik ve deneysel çalışmalar sıralanmıştır.

Lawrence ve Elbel, 2012 yılında yaptıkları çalışmada, küçük boyutlu bir araç için tasarlanan iklimlendirme sisteminin deneysel ve sayısal analizlerini yapmışlardır. Deneylerde soğutucu

akışkan olarak R134a ve R1234yf kullanmışlardır. Ejektörün düşük basınçlı çalışma koşullarında akışkanların daha iyi performans sergilediği görülmüştür. Düşük basınçta çalışan soğutucu akışkanların genellikle kısılmadan kaynaklanan kayıpları daha iyi tolere edebildiğini belirlemişlerdir. Bu nedenle, ejektör kullanımının soğutucu akışkanları önemli ölçüde iyi yönde etkilediğini göstermişlerdir. Ayrıca separatör kullanılmayarak iki farklı ejektörlü sistem üzerinde performans analizi yapılmıştır. İlk ayırım kondenserden sonra ayırımken, ikinci ayırım ise difüzörden sonra ayırımdır. İki farklı sistemin P-h diyagramındaki farklılık göstermişlerdir [11].

Lawrence ve Elbel, 2013 yılında yaptıkları çalışmada sıvı-buhar ayırıcılı standart iki fazlı ejektör çevrimini geleneksel soğutma çevrimiyle karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında farklı ejektör soğutma çevrimlerinin teorik COP değerleri, sayısal analiz yöntemleri kullanılarak hesaplanıp karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak, standart iki fazlı ejektör çevriminin aynı COP 'ye sahip olmasına rağmen, alternatif ejektör çevrimlerine göre daha düşük kullanılabilirliğini ve ikinci kanun verimliliğinin yüksek olduğunu göstermişlerdir. Bunun nedeni ise ejektörde enerji geri kazanımı gibi ejektörün yapısı ile alakalı olduğu belirtmişlerdir [4].

Bilir Sağ, 2015 yılında ejektörün, soğutma çevrimindeki genleşme işinde enerji geri kazanım için kullanılabilirliği üzerine araştırma yapmıştır. Karışım odası giriş kesitine göre ileri-geri hareket eden primer lüleli bir ejektör tasarlamıştır. Dış ortam şartlarını ve soğutma kapasiteleri sabit alınarak klasik ve ejektör sistemlerinin ekserji ve soğutma kapasitesi karşılaştırmıştır. Yapılan çalışma sonucunda ejektörlü sistemin COP değeri, klasik çevrime göre %5 ila %14,2 arasında, ekserji verimi ise %6,6 ila %11,2 arasında daha yüksek olarak bulunmuştur [3].

Ünal ve Yılmaz, 2015 yılında yaptıkları çalışmada, otobüsler için iki fazlı ejektör soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmışlardır. Araç içi klima kullanımında konfor kontrolü sağlamak için, düzenli olarak kontrol sağlandığında bu durumun motor yakıt kullanımı artırdığı görülmüştür. Bu amaçla, klasik otobüs klima sistemi ile ejektörlü sistem karşılaştırılması yapmışlardır. Kabul edilen bazı tasarım parametreleri olan karışım bölümü girişindeki sürüklenme oranı, ikincil akış hızı, birincil ve ikincil akışın kinetik enerjilerindeki değişimler analiz edilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda; karıştırma bölümünde ikincil akışın ve birincil akışın kinetik enerjisi üzerinde karşılaştırma yapmışlardır. Karışım bölümü girişindeki ikincil akışın hızı, enerji ve momentum denkleminin göz ardı edilmemesi gerektiğini, kondenser ve evap-1 sıcaklıklarının, COP değerine diğer parametrelerden daha fazla etkilediği gözlemlenmiştir. Otobüslerin klima sisteminde mevcut sistem yerine iki fazlı ejektörlü sistemin kullanımının, COP değerlerini %15 oranında artırdığı görülmüştür [12].

Ünal ve ark. 2016 yılındaki çalışmalarında çift buharlaştırıcı ve ejektörlü bir soğutma çevriminin teorik araştırmasını yapmışlardır. Aynı deney sisteminde deneysel olarak da soğutucu akışkan R134a ile R1234yf akışkanları kullanılarak karşılaştırma yapmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda, ejektörlü ve ejektörsüz çevrimlerin soğutma etkinlikleri, yoğunlaştırıcı sıcaklığı arttıkça azaldığı görülmüştür. COP değeri ise ejektörlü sistem için R134a'lı sistemde %15 artış gösterirken R1234yf'li sistemde %17 civarında artış göstermiştir [13]

Kim ve ark. 2018 yılında yaptıkları çalışmada, farklı ejektör geometrileri kullanılarak bir çift evaporatörlü ejektör çevrimi üzerinde çeşitli çalışma koşulları altında deneysel araştırma yapmışlardır. Soğutucu akışkan olarak R410a kullanılmıştır. Çalışmada kompresör hızı, sürüklenme oranı, dış ortam sıcaklığı vb. parametreler üzerinden sistemin performans analizi yapılmıştır. Sonuçlara göre, sürüklenme oranı arttıkça, basınç kaldırma oranı azalması sebebiyle sistem COP değerinde azaldığı gözlemlenmiştir. Maksimum soğutma mevsimsel performans faktörü 6,81 olarak bulunmuştur [14].

Baek ve ark. 2018 yaptıkları çalışmada, R134a soğutucu akışkanıyla çalışan iki fazlı ejektörün performansını sayısal olarak incelemişlerdir. R134a akışkanı kullanılarak faz geçişlerinin etkileri sayısal olarak simüle ettirmişlerdir. Yapılan simülasyonda ejektörün giriş ve çıkış akış hızları, basınç dağılımları ve faz geçişleri gibi parametreler üzerinde detaylı analiz yapmışlardır. Çalışma sonucunda, belirli koşullar altında ejektör bölümlerinin ölçülerinde yapılan değişiklikler ile %10-15 oranında performans artışı sağlanabileceğini belirtmişlerdir. Ayrıca, nozul çıkış konumunun sistem performansını üzerinde önemli ölçüde etkilediğini, ejektörün sürüklenme oranının performansının karışım bölümü çapına ve uzunluğuna bağlı olduğunu tespit etmişlerdir. [15].

Yapılan bir başka çalışma ise Çalışkan 2022 yılındaki çalışmasında, karbondioksit soğutucu akışkanlı ejektörlü soğutma sisteminin; Türkiye iklim şartlarında termodinamik, çevresel ve termoekonomik analizini gerçekleştirmiştir. Çalışmada ikisi ejektörsüz, üçü ejektörlü soğutma çevrimi konfigürasyonu teorik olarak modellenerek performans karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışma sonucunda, belirlenen çevre sıcaklıklarında ejektörlü çevrimlerin ejektörsüz çevrimlere oranla %37 oranında performansı arttırdığı tespit edilmiştir. Ayrıca, ejektörlü soğutma çevrimlerinin birbirlerine yakın performans gösterdiği görülmüştür [16].

İşkan ve Direk 2022 yılında yayınladıkları bir çalışmada, iki farklı soğutucu akışkanı, ejektörlü iki evaporatörlü soğutma sisteminde test etmişlerdir. Ejektörlü iki evaporatörlü soğutma

sistemini R134a ve R456a soğutucu akışkanlarını kullanarak test etmişlerdir. Yapılan çalışmada, ER değerine bağlı olarak soğutma kapasitelerini incelemişlerdir. Aşırı kızdırma sıcaklıkları, kompresör izentropik verimleri, sıkıştırma oranları, ejektör çıkışındaki basınçlar, soğutma kapasiteleri, TXV’de meydana gelen kısılmalar için kısma oranları değerleriyle birlikte analiz edilmiştir. Deneyler sonucunda, sürüklenme oranının artmasıyla beraber kompresör izentropik veriminin azaldığını tespit etmişlerdir. Evaporatör#2 düşük basınçlarda çalıştırıldığında kızdırma sıcaklıkları arttığı gözlemlenmiştir. Evaporatörlerde istenilen soğutma kapasitelerinin, ER’nin 0,4 ile 0,8 aralığında olması durumunda elde edilebildiği belirlenmiştir. Soğutma kapasiteleri karşılaştırıldığında, R134a akışkanının R456a akışkanından %10 oranında yüksek performansı olduğu gözlemlenmiştir. [17].

Hacıpaşaoğlu ve Öztürk 2023 yılında yaptıkları çalışmada, optimum koşullar altında ejektörlü soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Mevcut çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a, R600a ve R290 kullanılmıştır. Üç farklı akışkan için optimum basınç düşümü üzerinde araştırma yapmışlardır. Analizler sabit basınçlı ejektör modeline göre yapılmıştır. Enerji ve ekserji analizi sonuçlarına göre en uygun soğutucu akışkanın R290 olduğu tespit edilmiştir. [18]

Tiji ve Jadidi 2023, COS konfigürasyonuna göre çalışan ejektörlü soğutma çevriminin performansını incelemişlerdir. İki farklı sıcaklıkta çalışan iki ejektörün bulunduğu bir sistem tasarımı yapmışlardır. Sonuç olarak, önerilen çevrimde ekserji yıkımı değerinin standart çevrime kıyasla %6,8’lik azaldığı, toplam ekserji performansının ise %8,2’den %14’e yükseldiği sonucuna varmışlardır [19].

İşkan, Kahraman ve Direk 2023 yılında yapılan çalışmada, R134a ve R516A akışkanlarının tasarlanan iki evaporatörlü ejektörlü soğutma sisteminin performans analizini yapmışlardır. Çalışmanın amacı, kararlı durum koşullarında farklı hava hızlarına göre soğutucu akışkanlarının performanslarının değerlendirilmesidir. Hava hızı değerlerinin 1,1- 1,7- 2,2 ve 2,7 m/s olduğunda, GWP değeri yüksek R134a soğutucu akışkanının daha yüksek soğutma kapasitesine ulaştığını tespit etmişlerdir. Bununla birlikte GWP değeri düşük R516A akışkanının R134a akışkanıyla karşılaştırıldığında daha düşük performans değerlerinde olduğunu belirlemişlerdir [20].

Vaibhav Jain ve ark. 2024 yılında yaptıkları çalışmada COS modeline göre çalışan bir ejektör destekli çift buharlaştırıcı buhar sıkıştırma sistemini farklı kondenser su sıcaklıklarında analiz

etmişlerdir. Kondensere giren su sıcaklıklarının azalması ile sürtünme oranının 0,396'den 0,701'e yükseldiğini belirlemişlerdir. [21].

Fingas ve ark. 2024 yılında iki evaporatörlü ejektörlü ısı pompası sisteminde ejektörün performansını deneysel olarak değerlendirmişlerdir. Sistemde soğutucu akışkan olarak R290 kullanılmış ve COS moduna göre çalıştırılmıştır. Yapılan değerlendirmeler sonucunda; Ejektör kullanılan sistemin ısıtma COP değerinin direk genleşmeli sisteme göre % 38'e kadar iyileşme gösterdiği belirlenmiştir [22].

1.2. Tezin Amacı

Literatür çalışmalarında, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri ve klasik ejektörlü soğutma sistemleri hakkında birçok araştırma yapılmıştır. Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde genleşme sırasında, akışkanın basıncının düşmesiyle birlikte kinetik enerji kaybı olur. Bu durum sistemin verimini olumsuz olarak etkilemektedir [23]. Ejektör ise sistemin genleşme sırasında kayıplarını azaltmak için kullanılan bir elemandır. Yapılan çalışmalarda, ejektörün sistem performansı değerlerini iyileştirdiği görülmektedir.

Yukarıda verilen literatür incelendiğinde, ejektörün soğutma sistemleri ile yapılan çalışmalarda genellikle teorik olarak el alındığı deneysel çalışmaların ise yetersiz olduğu görülmüştür. Bununla birlikte, ejektörün kullanıldığı soğutma sistemlerinde ejektörün yanında sıvı-buhar ayırıcıda kullanılmaktadır. Ancak, ejektör sonrası sıvı-buhar ayrımı tam yapılmadığından dolayı verim kayıpları olmaktadır. Sıvı-buhar ayırıcılar maksimum %85 verimle çalışabilmektedir. Bu verim kayıplarını azaltmak için ejektörün kullanıldığı buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde sıvı-buhar ayırıcı yerine ikinci bir evaporatör kullanılabilir. Bu sayede hem ikinci bir soğutma elde edilir hem de sıvı-buhar ayırıcıdan dolayı düşen verim kaybı azaltılmış olur [4].

Literatür incelediğinde iki evaporatörlü ejektörlü sistemler ile ilgili yapılan çalışmalarda ayırımın kondenser sonrasında yapıldığı görülmüştür. Bu uygulama ayırımdan dolayı ejektörün birinci girişine gelen soğutucu akışkan miktarını azaltmaktadır. Ejektör birinci girişinde, azalan kütleli debiyle birlikte basınç düşerken hız artış miktarı azalmaktadır. Soğutucu akışkan hızının azalmasından dolayı ejektör çıkışındaki kütleli debi de azalmaktadır. Ejektör sonrası ayırım yapılarak kondenserden çıkan soğutucu akışkanın tamamı ejektörün birinci girişinden girmekte buna bağlı olarak basınç düşmesinden kaynaklı hız artış miktarı yükselmesi hedeflenmektedir. Böylelikle, sistem yine iki evaporatörlü olarak çalışacak soğutucu akışkan

ejektör çıkışında ikiye ayrılacak ve iki kola ayrılan akışkan birinci ve ikinci evaporatöre gidecektir.

Bu tez çalışmasında ise iki evaporatörlü ejektörlü sistem ejektör sonrası ayırım yapılacak şekilde tasarlanmış ve test edilmiştir. Ayrıca sistem deney düzeneğinde by-pass edilerek kondenserden sonra ayrımlı olarak da test edilmiştir. İki farklı konfigürasyondan; birincisi ejektör sonrası ayrımlı (DOS), ikincisi kondenserden sonra ayrımlı (COS) olarak isimlendirilmiştir. Her yapılan deneyde R134a soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Deneyler sistemin farklı konfigürasyonları için kompresör giriş basınçlarına, kondenser giriş hava sıcaklıklarına ve kondensere giren hava hızlarına göre yapılmıştır. Sonuçlar grafikler halinde analiz edilip, sunulmuştur.

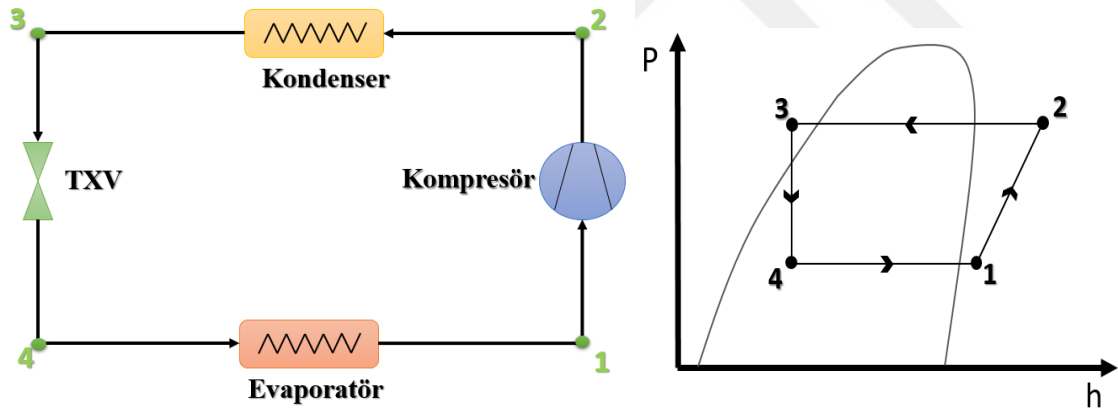




2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

2.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminin çevrim şeması ve basınç-entalpi (P-h) diyagramı şematik olarak Şekil 2.1. gösterilmektedir. Sistemde kullanılan temel elemanlar; kompresör, kondenser, evaporatör ve termostatik genişleme vanası (TXV) olarak sıralanabilir. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin çalışma prensibi şu şekildedir; soğutucu akışkan, düşük basınçta ve yüksek sıcaklıktaki buhar fazında kompresöre girmektedir. Kompresörde sıkıştırılan akışkan, kompresör çıkışında kızgın buhar fazında çıkmaktadır. Kızgın buhar fazında olan soğutucu akışkan, kondensere girerek sabit basınçta ısı vererek yoğunlaşmakta ve bu şekilde kondenserden çıkmaktadır. Kondenserde soğutucu akışkan, yüksek basınçta kızgın buhardan sıvı fazına dönüşmektedir. Kondenser çıkışı faz değiştiren akışkan genişleme vanasına girer. Genleşme vanasından çıkan soğutucu akışkan, kısılarak basıncı izentalpik (sabit entalpi de) olarak düşürülmekte ve düşük basınçta ve sıvı-buhar fazında evaporatöre girmektedir. Evaporatöre giren soğutucu akışkan sabit basınçta buharlaşarak çıkmaktadır. Evaporatör çıkışı düşük basınç ve yüksek sıcaklıkta olan akışkan tekrar kompresöre dönerek çevrimi tamamlamaktadır. [24]



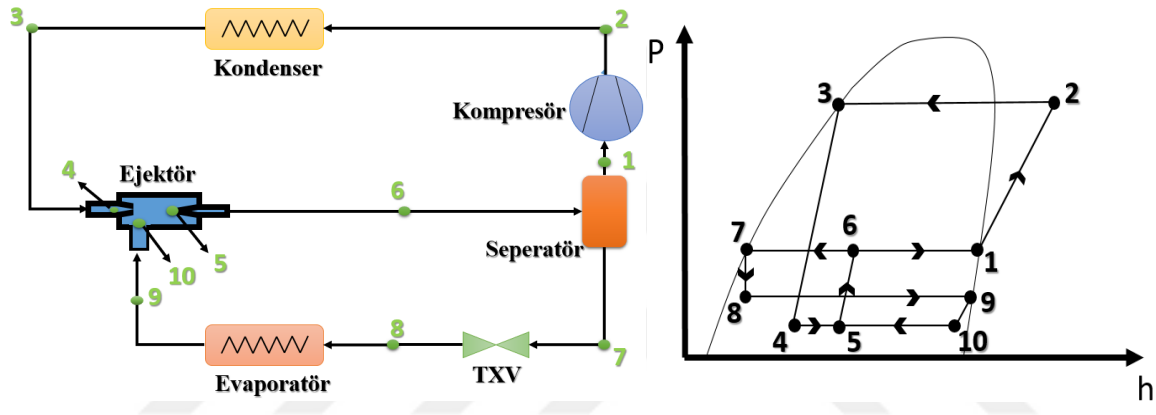
Şekil 2.1. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi çevrim şeması ve P-h diyagramı

2.2. Ejektörlü Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkan kondenser çıkışı (3 noktası) ve evaporatör girişi (4 noktası) arasında kısılır. Kısmi işlemleri sistemde tersinmezliklere neden olmaktadır. Bu durum sistemin performansını olumsuz yönde etkiler ve COP değerinin azaltmaktadır [25].

Soğutma sistemlerinde ejektörün kullanılmasının avantajları; düşük maliyetli olması, kurulumunun basit ve bakım gerektirmeyen bir sistem elemanı olmasıdır. Ejektörlü buhar

sıkıştırırmalı soğutma sistemi çalışma prensibi şu şekildedir; kondenserden çıkan (3 noktası) yüksek basınç sıvı fazındaki akışkan, ejektörün birinci girişine (4 noktası) gelir. Evaporatör çıkışından gelen (9 noktası) düşük basınç buhar fazında olan akışkan ejektörün ikinci girişine (10 noktası) vakum etkisiyle çekilmektedir. İki farklı noktadan gelen akışkan ejektörün karışım odası kısmında, homojen olarak karışır. Karıştırma işleminden sonra akışkan difüzör bölümüne (5 noktası) geçmektedir. Difüzörde akışkan bir miktar basıncı arttırılırken ayırıcı (seperatör) basıncına getirilir ve akışkanın hızı bu bölümde düşer. Ayırıcıya giren (6 noktası) akışkan iki faz olarak birbirinden ayrılarak; sıvı fazı genişleme vanasına giderken, buhar fazı kompresöre gitmektedir. Ejektörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi şeması ve P-h diyagramında gösterimi Şekil 2.2’de verilmiştir.

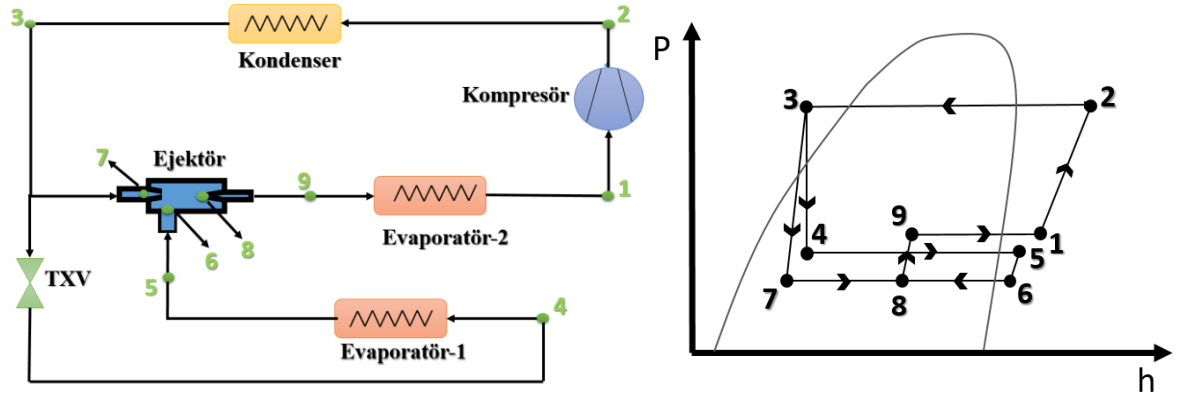


Şekil 2.2. Ejektörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal P-h diyagramı

2.3. Çift Evaporatörlü Ejektörlü Soğutma Sistemleri

Çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistem şeması ve P-h diyagramı gösterimi Şekil 2.3 de verilmiştir. Soğutma sisteminin çalışma prensibi şu şekildedir; Kondenserden çıkan (3 noktası) soğutucu akışkan iki farklı kola ayrılmaktadır. İlk akışkan ejektörün birinci girişi (7 noktası), ikinci akışkan ise Evaporatör-1’den önce olan genişleme vanasına yönelir. Evaporatör-1’den kızgın buhar fazında çıkan (5 noktası) soğutucu akışkan ejektörün ikinci girişinden, birinci girişin yüksek basınç sıvı fazındaki akışkan tarafından vakum etkisi ile içeri çekilir. Ejektör içerisindeki akışkan karışım odası bölümünde karıştırılır. Karışım odasından sonra akışkan difüzör bölümüne girer. Difüzör bölümüne gelen akışkan Evaporatör-2 basıncına getirilerek yüksek sıcaklıkta çıkış yapar. Evaporatör-2 ‘den geçen akışkan aşırı kızgınlık (superheat) değeri arttırılmış olarak kompresör girişine (1 noktası) gönderilmektedir. Literatür incelendiğinde yapılan bir çalışmada iki fazlı ejektör çevrimindeki sıvı-buhar ayırıcının, verimsizliğinin çevrim üzerindeki performans etkisini araştırmışlardır. Çalışma sonucunda sıvı-buhar ayırıcı kullanıldığında sistemdeki verimsizliğin performans üzerinde önemli bir etkiye

sahip olduğu gözlemlenmişlerdir. Sıvı- buhar ayırıcı kullanılmadan iki farklı buharlaşma elde edilmek için sistemde iki adet evaporatör kullanılması gerektiğini tespit etmişlerdir [11].



Şekil 2.3. Çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal P-h diyagramı

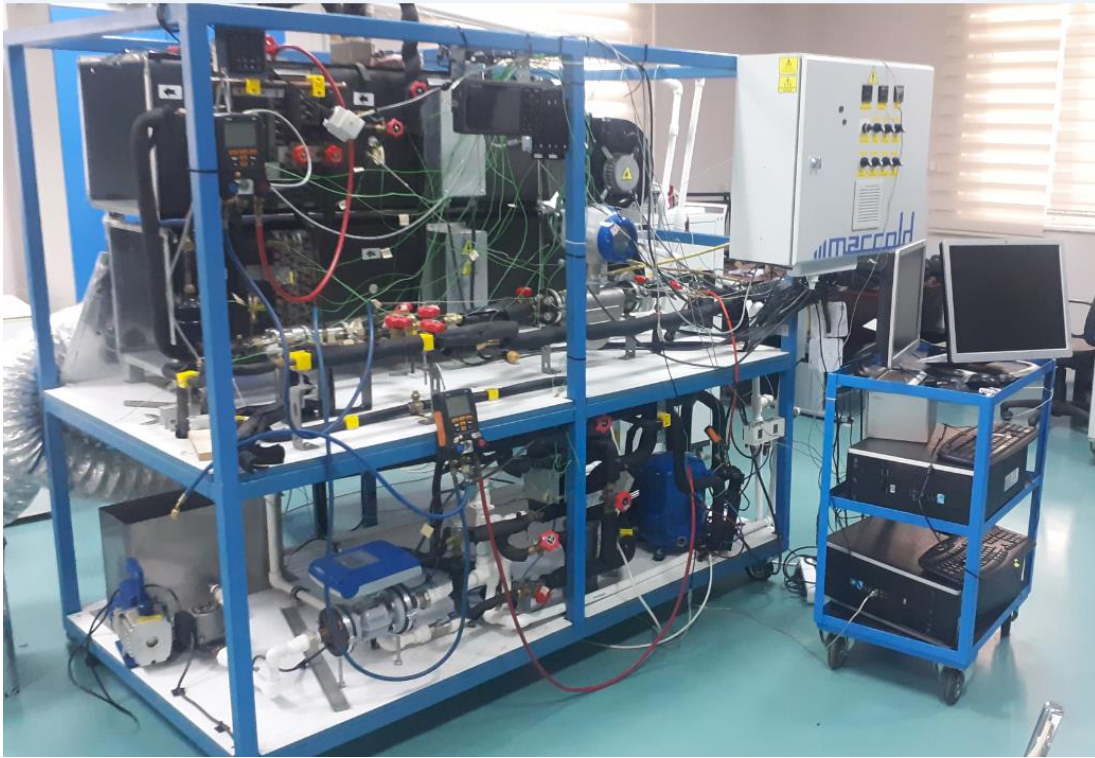


3. MATERYAL VE METOD

3.1. Deney Sisteminin Tanıtılması

Şekil 3.1 'de görüldüğü üzere deneysel sistem bir adet soğutma çevrimi ve iki adet su çevriminden oluşturulmuştur. Sistemde iki adet plakalı ısı değiştirici (evaporatör#3 ve evaporatör#4) kullanılmıştır. Bir adet borulu kaynaklı tip ısı değiştirici (evaporatör#1) kullanılmıştır. Ayrıca hermetik tip kompresör, kondenser, ejektör ve yardımcı elemanlar bulunmaktadır. Evaporatör#3 ve evaporatör#4'de soğutucu akışkanın buharlaştırılması amacıyla su kullanılmıştır. Su çevrimlerinde bir adet su deposu ve depolardaki suyun yönlendirilmesi amacıyla pompa kullanılmıştır. Deney sisteminin genel görünümü Şekil 3.1'de görülmektedir.

Deneysel sistem kondenser sonrası ayrımlı (COS) ve difüzör/ejektör sonrası ayrımlı (DOS) olarak iki farklı şekilde çalıştırılmıştır. Sistemde bulunan evaporatörler DOS ve COS çevrimlerini çalıştırabilecek şekilde konumlandırılmıştır. DOS çevriminde ejektörden sonra soğutucu akışkanı ikiye ayırmak amacıyla bir ayırım parçası kullanılmıştır. Sistemde hermetik tip kompresör kullanılmış, tüm ekipmanlar bakır borular ile birbirine bağlanmış ve bakır boruların yalıtımı yapılmıştır. Şekil 3.2'de deney sisteminin detaylı olarak ejektör sonrası ayırımı ve kondenserden sonrası ayırımı göstermektedir.

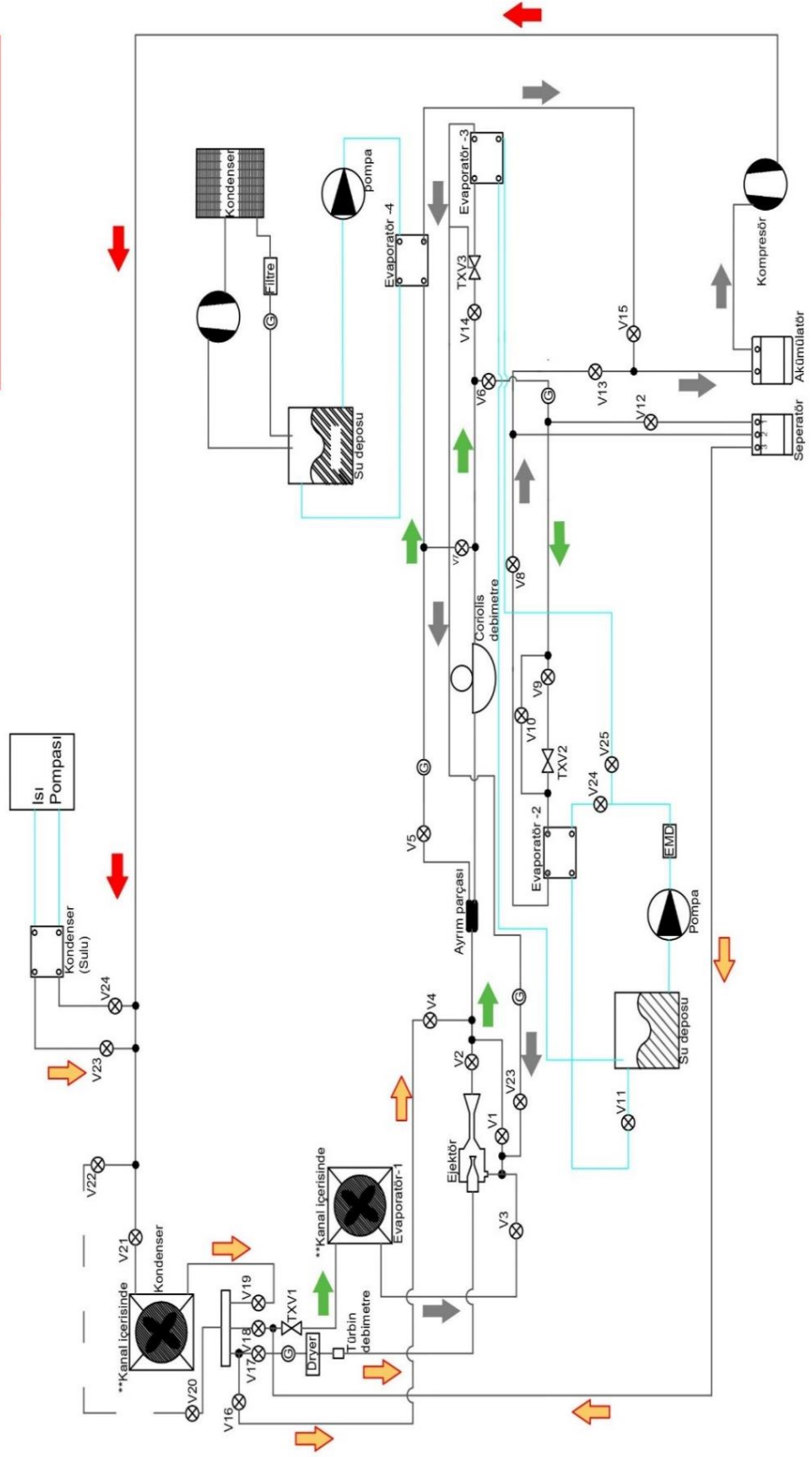


Şekil 3.1. Deneysel sistem de ekipmanların genel görünümü

Sistem ejektör destekli ve iki evaporatörlü çalıştırılmaktadır. Farklı konfigürasyonlarda çalışabilmesi amacıyla sisteme çeşitli noktalara vanalar konulmuştur. Vanalar sayesinde DOS ve COS konfigürasyonları ayrı ayrı deneyleri yapılarak veriler alınmıştır. Şekil 3.2’ de vanalar ve sistem ekipmanlarının konumunu gösteren detaylı teknik çizim gösterilmektedir. Ayrıca sistemde kullanılan ekipmanların teknik özellikleri Tablo 3.1’ de verilmiştir.



Yüksek Basınç Kızgın Buhar Hattı	↑
Yüksek Basınç Sıvı Hattı	↑
Sıvı-Buhar Karışım Hattı	↑
Düşük Basınç Buhar Hattı	↑



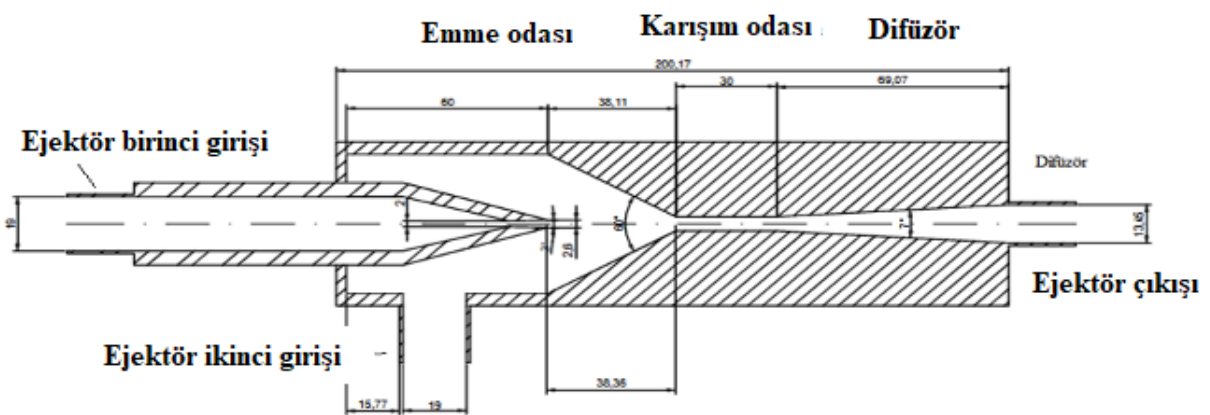
Şekil 3.2. Detaylı sistem şeması

Tablo 3.1. Sistem ekipmanları özellikleri

Ekipman	Tipi	Özellikleri
Hava kaynaklı evaporatör	Havalı	Genel ısı transfer oranı: $52 \text{ W m}^2 \text{ K}^{-1}$, Duyulur ısı oranı: 1, Devre geçiş sayısı 2/39, Sıra sayısı: 6, $9,9 \text{ m}^2$
Evaporatör#3 (su kaynaklı)	Sulu	Isı transfer oranı: $0,216 \text{ m}^2$ Plaka sayısı: 50
Evaporatör#4 (su kaynaklı)	Sulu	Isı transfer oranı: $0,216 \text{ m}^2$ Plaka sayısı: 50
Kompresör	Hermetik, değişken frekanslı	Danfoss MTZ 022-4 b 2,9 kW, 380-400 V, 50 Hz, 2900 rpm
TXV-2	Dıştan dengelemeli	

3.1.1. Deney sisteminde kullanılan ejektörün teknik özellikleri

Soğutma sisteminde kullanılan ejektörün şematik çizimi Şekil 3.3'te görülmektedir. Kondenserdan gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki akışkanın basıncını ve sıcaklığını azaltıp hızını artırarak birinci giriş bölümünden giriş yapar. Yüksek basınç ve sıcaklıktaki akışkan ikinci girişten gelen (evaporatör) düşük basınçlı ve sıcaklıktaki akışkanı emerek karıştır ve emme odasını terk eder. İki akışkan basınçları düşerek ve hızları artarak karışım odasının girişinde karışır. Karışan akışkan sabit basınçta ve sabit hızda karışım odasını terk eder. Difüzöre gelen akışkan basıncı artarak ve hızı düşerek ejektör çıkışına yönelir. Tablo 3.2' de deneysel sistemde kullanılan ejektörün teknik ölçüleri bulunmaktadır [26].



Şekil 3.3. Deneysel sistemde kullanılan ejektörün şematik çizimi [26]

Tablo 3.2. Deneysel sistemde kullanılan sabit basınçlı ejektörün teknik ölçüleri

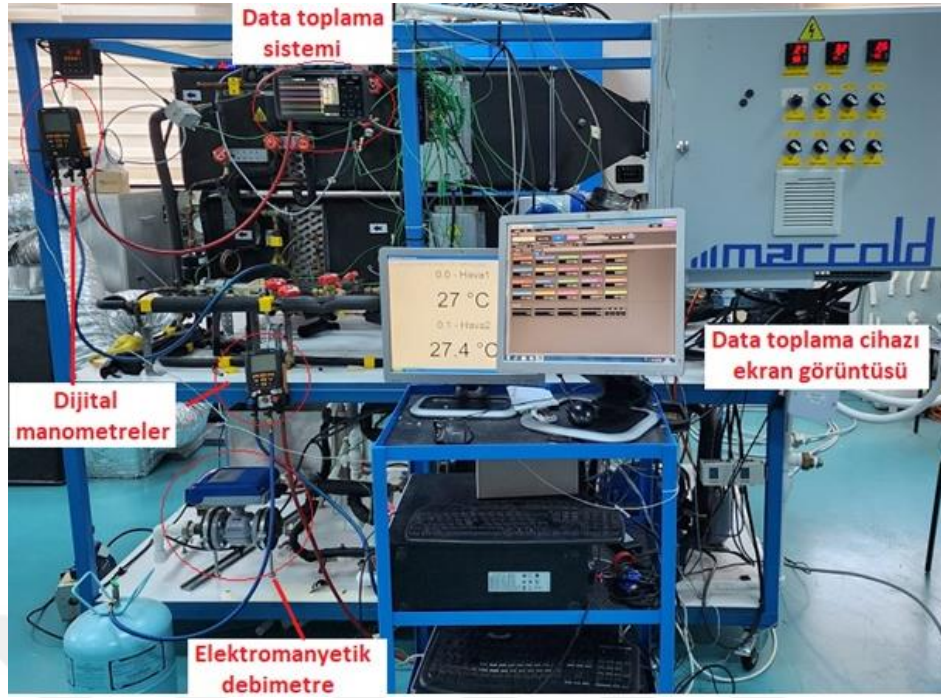
Ejektör Bölümleri	Ölçü
Nozul boğaz çapı	2 mm
Nozul çıkış çapı	6 mm
Nozul yakınsama bölümü açısı	30°
Nozul ıraksama bölümü açısı	3°
Difüzör açısı	7°
Karışım odası çapı	2 mm
Karışım odası uzunluğu	30 mm



Şekil 3.4. Sistemde kullanılan ejektörün görünümü [27]

3.1.2. Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazları ve ölçüm yapılması

Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazları ve teknik özellikleri Tablo 3.3’de gösterilmektedir. Sistemde, soğutucu akışkan miktarının ölçülmesi için iki adet debimetre kullanılmaktadır. Şekil 3.6’da görüldüğü üzere Evaporatör#1 (su kaynaklı) girişinde bulunan Krohne Optimss 6400 marka coriolis debimetredir. İkincisi ise ejektörün girişinde bulunan türbin tipi debimetredir. Evaporatör#1 çıkışında bulunan su deposunun debisini ölçmek için kullanılan bir adet Krohne markalı elektromanyetik debimetre Şekil 3.8’de görülebilir.



Şekil 3.5. Ölçüm cihazları



a)

b)

Şekil 3.6. a) Coriolis debimetre b) Data toplama sistemi

Tablo 3.3. Deneysel sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri

Ölçülen Değer	Ölçüm Cihazı	Doğruluk	Ölçüm Aralığı
Sıcaklık	K-tipi termokupl	$\pm \% 0,8$	-100 – 1370 °C
Basınç	Elektromanyetik manifold	$\pm \% 0,5$	-1 – 60 bar
Basınç	Basınç transmitteri	$\pm \% 0,5$	4 – 20 mA
Basınç	Bourdon manometresi	$\pm \% 0,5$	-1 – 55 bar

Hava akış hızı	Anemometre	$\pm \% 2$	$0 - 30 \text{ m s}^{-1}$
Su debisi	Elektromanyetik debimetre	$\pm \% 0,3$	$0 - 1 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis kütleli debi	$\pm \% 0,1$	$0 - 5 \text{ kg s}^{-1}$



Şekil 3.7. Deneysel sistemde kullanılan Coriolis Debimetre

Coriolis debimetre, soğutucu akışkanın doğrudan kütleli ölçümünü yapmaktadır. Her debimetrenin içinde tüp bulunmaktadır. Bu tüp titreşim mekanizması sayesinde belirli frekanslarda tüpün titreşimini algılayan hassas sensörlerle imal edilmektedir. Giriş ve çıkışlarda bulunan hassas sensörler ile faz kayması durumu meydana gelmektedir. Farklı zaman dilimlerinde üretilen sinyal farkı akışkanın kütlesi ve hızı ile doğru orantılıdır.



Şekil 3.8. Deneysel sistemde kullanılan elektromanyetik debimetre görünümü

Elektromanyetik debimetreler, içerisinde bulunan bobinlerin oluşturduğu manyetik alan akış başladığında içeride akışkanın iyonlarına bir gerilim uygular. “+” ve “-” olarak zıt kutuplara ayrılan elektrodlar okunarak akış hızı değeri okunmaktadır. Ölçüm tüpünün kesit alanıyla birlikte hesaplanan ve toplam akış değeri bilinen akışkanın Şekil 3.8’te görünen LCD ekrandan okunur.



Şekil 3.9. Deneysel sistemde kullanılan yüksek basınç ölçüm cihazı

Deneysel sistem üzerinde bir akışkanın bakır boru yüzeyine uyguladığı kuvvetin basınç değerini ölçer. Şekil 3.9 'da cihazın görseli bulunmaktadır. Deneysel sistemde kompresör giriş ve evaporatör#1 giriş basınç ölçümleri için Testo 549i cihazları kullanılmıştır.

Tablo 3.4. Deneysel sistemde bulunan basınç ölçüm noktaları

Basınç ölçümü	Ölçüm yeri
P1	Kompresör giriş
P2	Kondenser giriş
P3	Ejektör birinci giriş
P4	Ejektör ikinci giriş
P5	Ejektör çıkış
P6	Evaporatör#3 giriş
P7	Evaporatör#4 giriş

Şekil 3.2 ve Şekil 3.5’de görüldüğü üzere sistemin belirli noktalarında basınçlar, manometreler aracılığıyla ölçülmüştür. Basınç ölçüm noktaları Tablo 3.4’de görülmektedir. Deneysel düzende ekipmanların giriş ve çıkışlarında birer adet K-tipi termokupllarla sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Sıcaklık ölçüm noktaları Tablo 3.5’de görülmektedir. Şekil 3.6b’de görüldüğü üzere deneysel sistemde data toplama cihazı bulunmaktadır. Ölçülen K-tipi termokuplların verileri bilgisayara aktarılmaktadır.

Tablo 3.5. Deneysel sistemde bulunan sıcaklık ölçüm noktaları

Sıcaklık ölçümü	Ölçüm yeri
T1	Kompresör girişi soğutucu akışkan sıcaklığı
T2	Kompresör çıkışı soğutucu akışkan sıcaklığı
T3	Kondenser fanı girişinde dış hava sıcaklığı
T4	Kondenser hava çıkış sıcaklığı
T5	Ejektör 1. Girişinde soğutucu akışkan sıcaklığı
T6	Ejektör 2. Giriş soğutucu akışkan sıcaklığı
T7	Ejektör çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığı
T8	Evaporatör#3 girişi soğutucu akışkan sıcaklığı
T9	Evaporatör#3 çıkışı soğutucu akışkan sıcaklığı
T10	Su deposu giriş sıcaklığı
T11	Su deposu çıkış sıcaklığı
T12	Evaporatör#2 girişi soğutucu akışkan sıcaklığı
T13	Evaporatör#2 çıkışı soğutucu akışkan sıcaklığı

3.2.Difüzör Sonrası Ayrım (DOS)

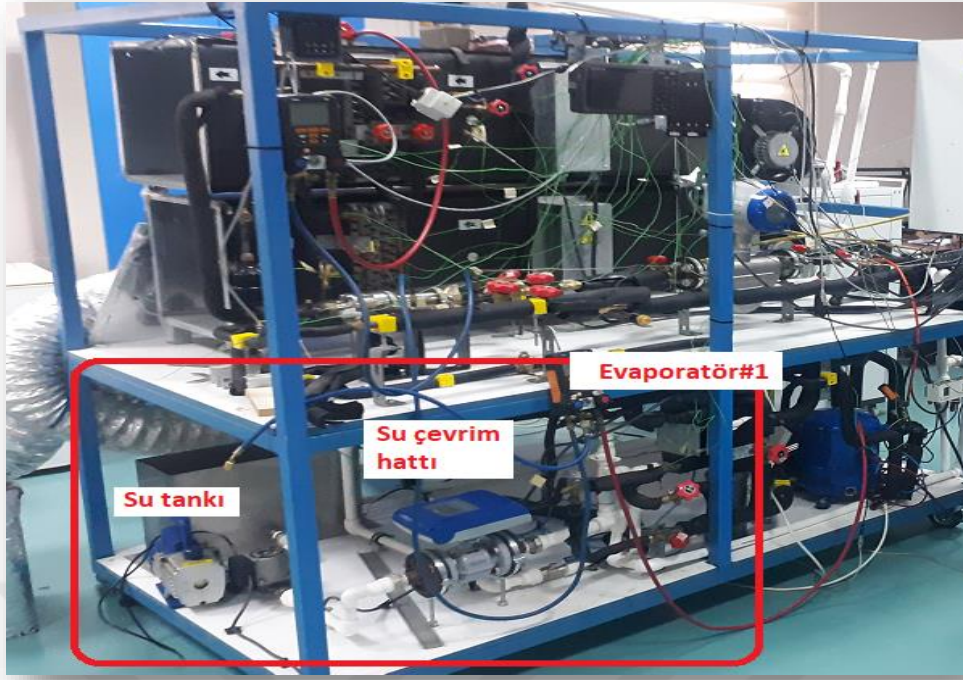
Bu bölümde deneysel sistemde çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sisteminin ejektör sonrası ayırım modunda çalıştırılması anlatılmıştır. Şekil 3.10’da deneysel sistemde bulunan kondenser ve evaporatörlerin yerleşimi gösterilmektedir. Bu çalışma modunda ejektör çıkışından (difüzör çıkışında) sonra akışkan evaporatörlere dağılır. Ejektörün çıkışında soğutucu akışkanı ikiye ayırmak amacıyla bakır borular kaynatılarak V şeklinde bir parça imal edilmiştir. V şeklindeki

bu bakır boru parça ile soğutucu akışkan ikiye ayrılır. Şekil 12a’da sistemde kullanılan ayırım parçası gösterilmektedir.

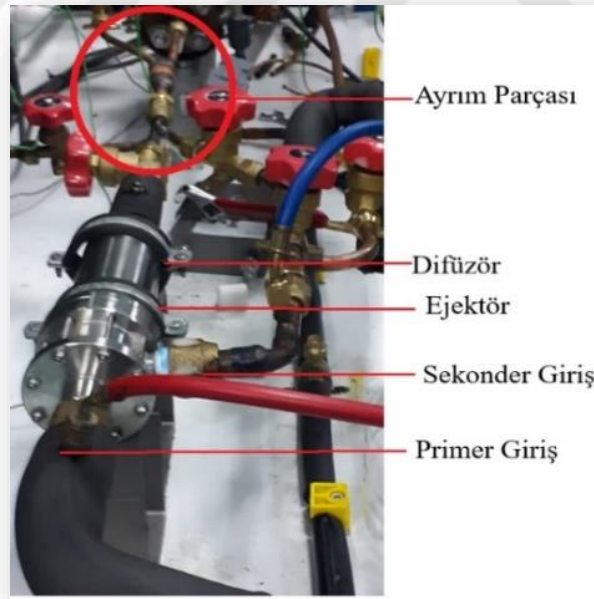


Şekil 3.10. Deneysel sistemde bulunan kondenser ve evaporatörlerin görünümü

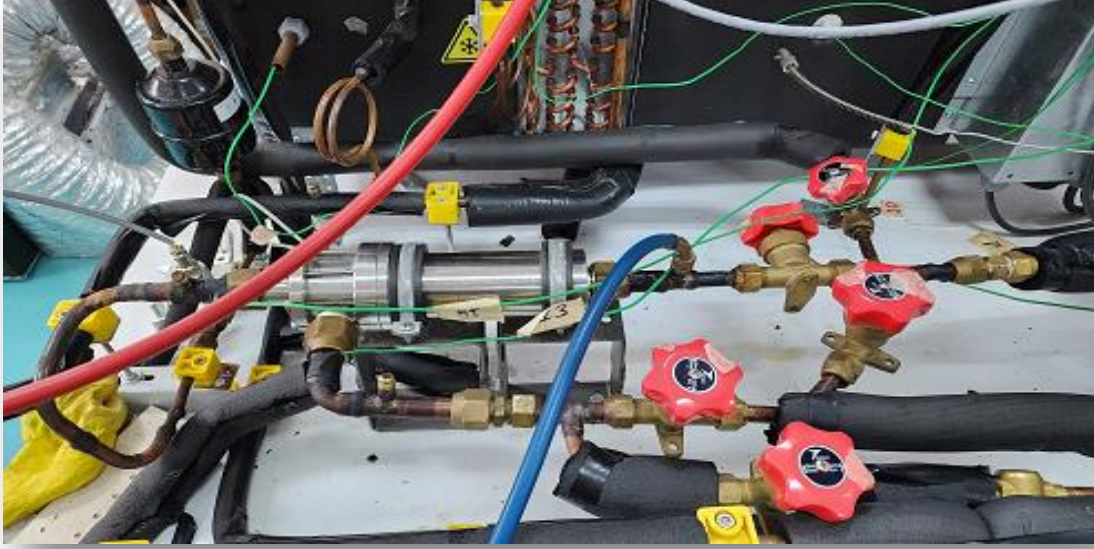
Sistemin tüm ekipmanların bakır borular ile rekor/kaynak kullanılarak birleştirilmiştir. Kaçak testleri yapılmış ve sistem belirli sürelerde vakuma alınmıştır. Soğutucu akışkan şarjı yapılmış ve sistem devreye alınarak ön testleri yapılmıştır. Deneyler yapılarak veriler toplanmıştır. Elde edilen veriler ile hesaplanan performans parametreleri grafikler haline getirilip sonuç ve değerlendirme kısmında yorumlanmıştır.



Şekil 3.11. Evaporatör#1 ve su çevrimi hattı

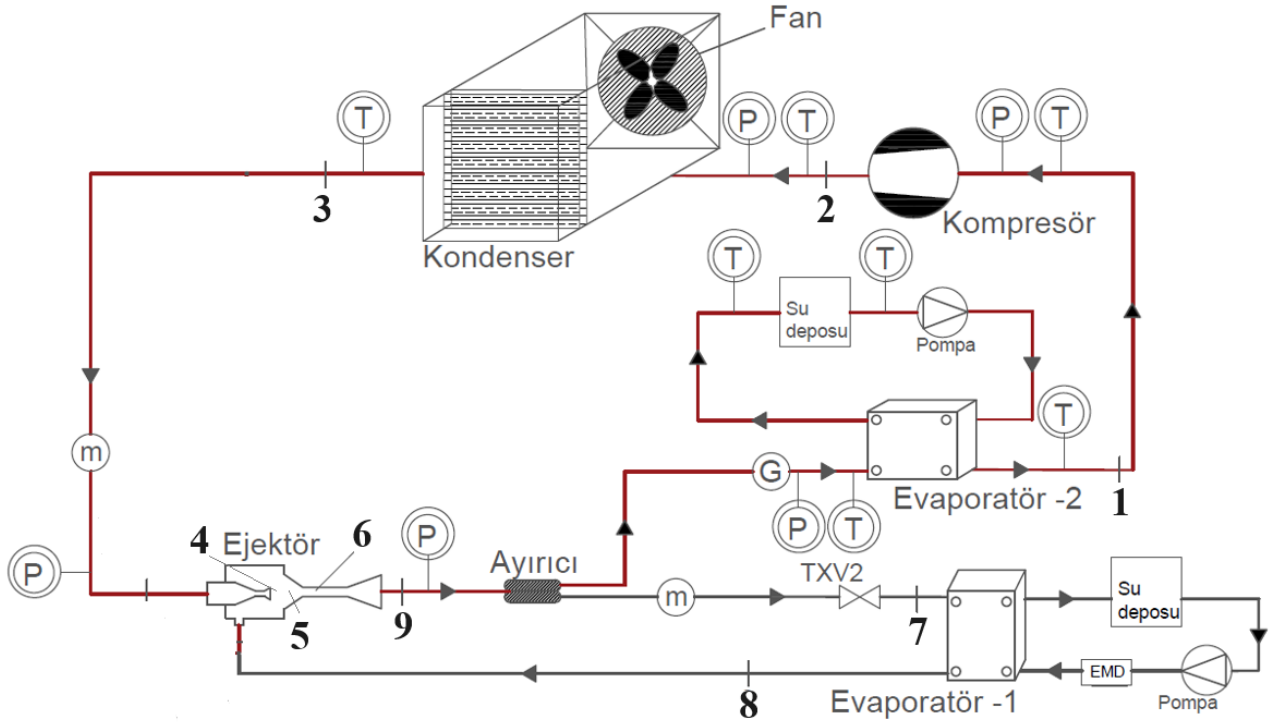


a)



b)

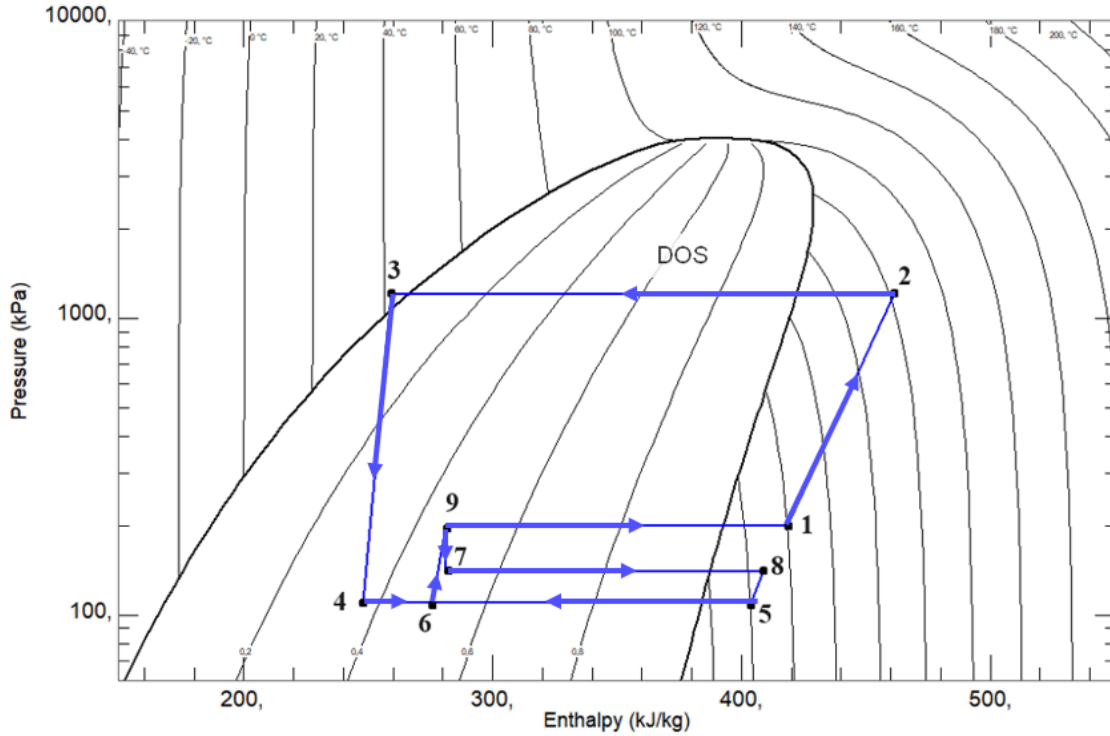
Şekil 3.12. a)Difüzör sonrası ayırım parçası b)Ejektör sonrası görünümü



Şekil 3.13. Difüzör sonrası ayırım iki evaporatörlü ejektörlü sistem şeması (DOS)

Şekil 3.10 'de görüldüğü üzere deneysel sistemde bir adet soğutma çevrimi ve iki adet su soğutmalı çevrim bulunmaktadır. Evaporatör#1 öncesinde genleşme valfi (TXV-2)

kullanılmıştır. TXV-2 ile soğutucu akışkan ejektörün ikinci girişindeki basınç seviyesine getirilmiştir. Sistemde yarı hermetik tip kompresör kullanılmıştır.



Şekil 3.14. DOS konfigürasyonunun P-h diyagramı

Sistem difüzör sonrası ayrılmı olarak çalıştırıldığında evaporatörlerin sistemdeki yerleşimleri ve soğutucu akışkanın sistemde izlediği yollar Şekil 3.13’de görülmektedir. Şekil 3.14 difüzör sonrası ayrımda P-h diyagramını göstermektedir. Soğutucu akışkan kondenser çıkışı ayırma uğramadan ejektör birinci girişine gelir ve ejektörün difüzör bölümünden çıktıktan sonra iki kola ayrılır. Difüzör çıkışında soğutucu akışkan akımlarından biri Evaporatör#2’ye gelir. Evaporatör#2 olarak plakalı kaynaklı tip ısı değiştirici kullanılmıştır. Soğutucu akışkan plakalı eşanjörden geçen su akımından ısı çekerek buharlaşır. Difüzör sonrası ikinci akım ise basıncı düşürülmek üzere TXV’den geçirilerek evaporatör#1’e gelir. Evaporatör#1’den çıkan soğutucu akışkan ejektörün ikinci girişine ve karışım odasına çekilir. Evaporatör#1’de dolaşan su akışının soğutulması için su çevrimi ile bağlantılı hale getirilmiştir. Klasik ejektörlü soğutma çevrimlerinde sıvı-buhar ayrımı için ayrıca bir separatör kullanılmaktadır. Ancak bu sistemde ikinci bir evaporatör kullanıldığı için sıvı-buhar ayırıcıya ihtiyaç duyulmamaktadır.

3.2.1. Difüzör sonrası deney sisteminin termodinamik analizi

Deneyisel DOS sisteminde soğutma çevrimi için basınç-entalpi diyagramı Şekil 3.13 'de verilmiştir. Çevrimde gerçekleşen işlemler aşağıda sıralanmıştır.

Tablo 3.6. Difüzör sonrası sistemin noktasal olarak termodinamik analizi

İzlenen Nokta	Durum
1→2	Kompresörde izentropik sıkıştırma
2→3	Kondenserde izobarik yoğunlaşma
3→4	Kondenserde izentropik kısılma
4→5	Ejektör birincil girişinde izentropik kısılma
5→6	Karışım odasında sabit basınçta emilme
7→5	Karışım odasında sabit basınçta karışma
9→1	Evaporatör#2 de sabit basınçta ısı transferi
9→7	Difüzörde izentropik basınç düşüşü
7→8	Evaporatör#1 de sabit basınçta ısı transferi

Ejektör sonrası ayrılmış çift evaporatörlü soğutma sisteminde, termodinamiğin birinci yasası kompresöre uygulandığında kompresör gücü Denklem 3.1'de gösterildiği gibi hesaplanabilmektedir.

$$\dot{W}_{Komp} = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m}_1 \quad (3.1)$$

Burada $\dot{m}_1$ coriolis debimetresinde okunan soğutucu akışkan debisidir. Ejektördeki ikinci girişin debisi aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$\dot{m}_{toplamlam} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (3.2)$$

Deneyisel sistemde alınan basınç ve sıcaklık verileri ile Refprop 9.0 programı yardımıyla giriş (h_2) ve çıkış (h_3) entalpi değerleri bulunmuştur. Kondenser ısıtma kapasitesi aşağıda verilen Denklem 3.3 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{Kond} = (h_2 - h_3) \cdot \dot{m}_1 \quad (3.3)$$

Deneyisel sistemde Evaporatör#2 sulu tipli evaporatör olarak kullanılmıştır. Evaporatör#2 soğutma kapasitesi hesabı yapılırken suyun debisinden yararlanılmıştır. Evaporatör#2'in soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunur (Denklem 3.5).

$$\dot{Q}_{Evaporatör\#2(su)} = \dot{Q}_{Evaporatör\#2} \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{Evaporatör\#2(su)} = \dot{m}_{su} \cdot c_{p_{su}} \cdot \Delta T \quad (3.5)$$

Evaporatör#2 soğutma kapasitesi entalpi farkı Denklem 3.6'teki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$q_{Evaporatör\#2} = \frac{\dot{Q}_{Evaporatör\#2(su)}}{\dot{m}_2} \quad (3.6)$$

$$q_{Evaporatör\#2} = (h_1 - h_9) \quad (3.7)$$

Evaporatör#2 giriş entalpisi aşağıdaki denklem ile bulunmaktadır (Denklem 3.8).

$$h_9 = h_1 - \frac{\dot{Q}_{Evaporatör\#2(su)}}{\dot{m}_1} \quad (3.8)$$

Evaporatör#1 giriş entalpisi ve evaporatör#2 giriş entalpisine eşittir (Denklem 3.9).

$$h_9 = h_7 \quad (3.9)$$

Evaporatör#1 soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunur (Denklem 3.10).

$$\dot{Q}_{Evap\#1} = (h_8 - h_7) \cdot \dot{m}_2 \quad (3.10)$$

Ejektör sonrası ayrımlı çift evaporatörlü soğutma sisteminin COP değeri aşağıdaki denklem ile bulunmaktadır (Denklem 3.11).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evaporatör\#1} + \dot{Q}_{Evaporatör\#2}}{\dot{W}_{Komp}} \quad (3.11)$$

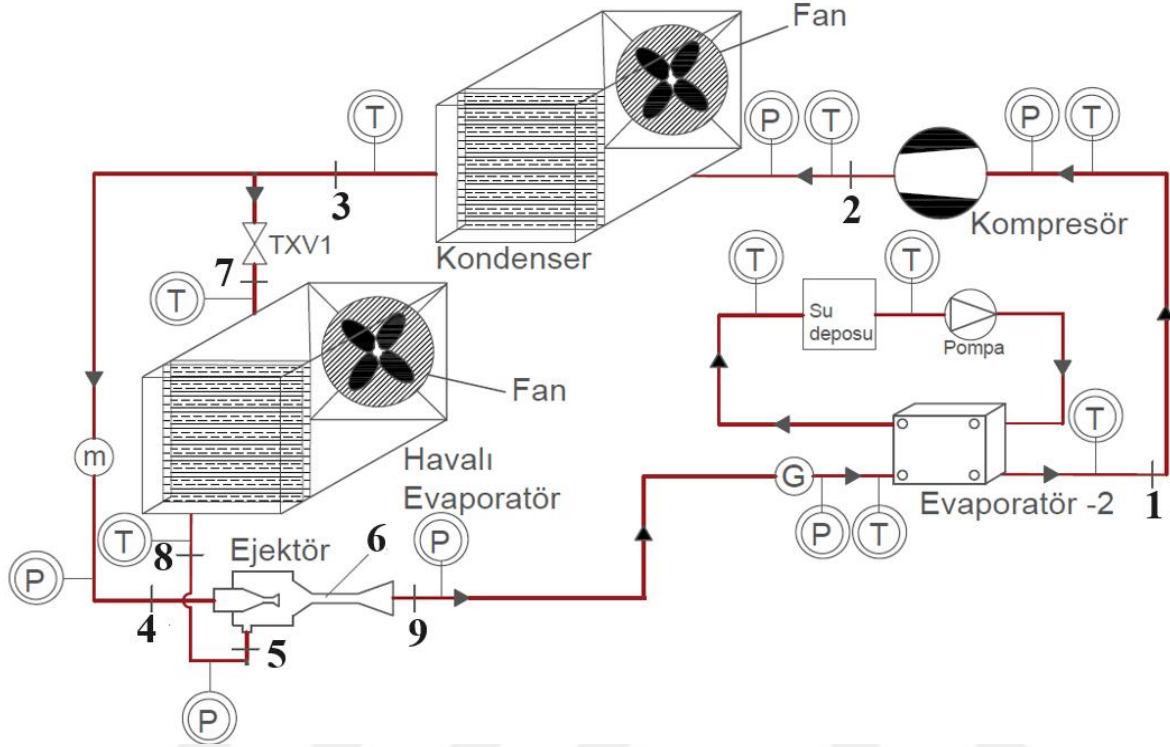
Toplam soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunur (Denklem 3.12).

$$\dot{Q}_{toplam} = \dot{Q}_{evaporatör\#1} + \dot{Q}_{evaporatör\#2} \quad (3.12)$$

3.3. Kondenser Sonrası Ayrım (COS)

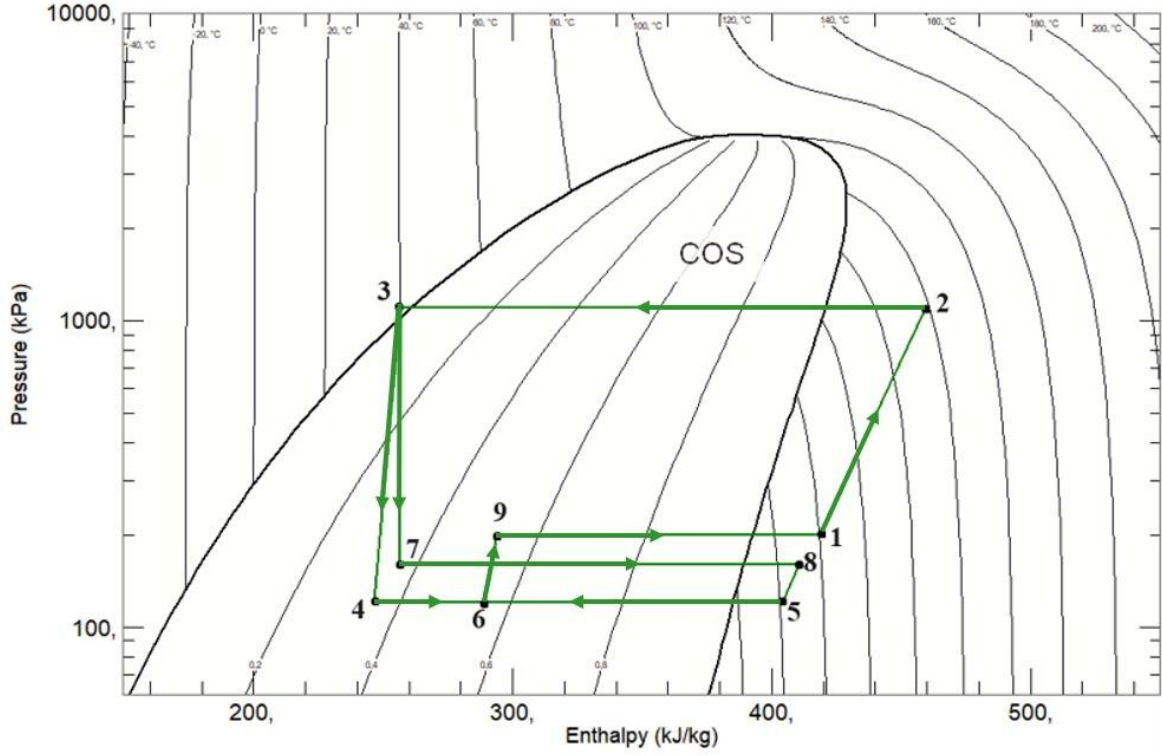
Deney sisteminde kondenser sonrası ayrım, evaporatörün konumuna göre tasarlanmıştır. Şekil 3.15'te kondenser sonra ayrımın sistem şeması görülmektedir. Kondenser sonrası ayırmada, kondenser çıkışından sonra akışkan evaporatörlere dağılacaktır. Şekil 3.15'te akışkan, iki farklı bakır boru hattı üzerinden ayrılmaktadır. Sistem bileşenleri, difüzör sonrası ayrım sisteminde olduğu gibi, bakır borularıyla birleştirilip kaçak testinin yapılması sonrasında vakuma

alınmıştır. Sisteme soğutucu akışkan verilerek devreye alınmış ve sistemin ön testleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler ile hesaplanan performans parametreleri grafikler haline getirilip sonuç ve değerlendirme kısmında yorumlanmıştır.



Şekil 3.15. Kondenser sonrası ayırım iki evaporatörlü ejektörlü sistem şeması (COS)

Şekil 3.15 'de görüldüğü üzere deneysel sistemde bir adet soğutma çevrimi ve bir adet su soğutmalı çevrim bulunmaktadır. Difüzör sonrası ayırım gibi sistemde aktif olarak kullanılan iki adet evaporatör vardır. Kondenserden sonrası ayırım çevrimi için kullanılan TXV-1 hava kaynaklı evaporatörden önce kullanılmaktadır. Sistemde yarı hermetik tip kompresör kullanılmıştır.



Şekil 3.16. COS konfigürasyonunun P-h diyagramı

Şekil 3.16’da kondenser sonrası ayırım konfigürasyonunun P-h diyagramı görülmektedir. Kondenserin çıkışından (3 noktası) itibaren soğutucu akışkan ejektöre gelmeden ikiye ayrılmaktadır. Bununla birlikte ejektör birinci girişine (4 noktası) gelen soğutucu akışkan miktarı azalmaktadır. Şekil 3.15’de kondenser sonrası ayırım sistemindeki yerleşimleri ve soğutucu akışkanın sistemde izlediği yollar görülmektedir. Difüzör çıkışında soğutucu akışkan akımlarından biri Evaporatör#2’ye gelir. Evaporatör#2 olarak plakalı kaynaklı tip ısı değişirici kullanılmıştır. Soğutucu akışkan plakalı eşanjörden geçen su akımından ısı çekerek buharlaşır. Kondenserden çıkan akışkan öncesinde bulunan TXV’den geçirilerek izentalpik olarak hava kaynaklı evaporatöre gelir. Hava kaynaklı evaporatörden çıkan soğutucu akışkan ejektörün ikinci girişine (5 noktasına) ve karışım odasına çekilir. Difüzör sonrası ayrılmış konfigürasyon ile bir farkı da Evaporatör#1’in havalı tip olmasıdır.

3.3.1. Kondenser sonrası deney sisteminin termodinamik analizi

DeneySEL COS sisteminde soğutma çevrimi için noktasal olarak termodinamik analizi Tablo 3.7’de verilmiştir. Çevrimde gerçekleşen işlemler aşağıda sıralanmıştır.

Tablo 3.7. Kondenser sonrası sistemin noktasal olarak termodinamik analizi

İzlenen Nokta	Durum
1→2	Kompresörde izentropik sıkıştırma
2→3	Kondenserde izobarik yoğuşma
3→4	Kondenserde izentropik kısılma
7→8	Havalı evaporatör de sabit basınçta ısı transferi
3→7	TXV-1 de izentropik kısılma
4→6	Karışım odasında sabit basınçta karışma
5→6	Karışım odasında sabit basınçta emilme
6→9	Difüzörde basınç artışı
9→1	Evaporatör#2 de sabit basınçta ısı transferi

Kondenser sonrası ayrımlı çift evaporatörlü soğutma sisteminde, termodinamiğin birinci yasası kompresöre uygulandığında kompresör gücü Denklem 3.13’de gösterildiği gibi hesaplanabilmektedir.

$$\dot{W}_{Komp} = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m}_{toplamlam} \quad (3.13)$$

Burada $\dot{m}_{toplamlam}$ coriolis debimetresinde okunan soğutucu akışkan debisidir. Kondenser ısıtma kapasitesi aşağıdaki Denklem 3.14 ile bulunmaktadır.

$$\dot{Q}_{Kond} = (h_2 - h_3) \cdot \dot{m}_{toplamlam} \quad (3.14)$$

Ejektördeki ikinci girişin debisi aşağıdaki denklem ile bulunur (Denklem 3.15).

$$\dot{m}_{toplamlam} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (3.15)$$

Evaporatör#2 soğutma kapasitesi hesabı yapılırken suyun debisinden yararlanılmıştır. Evaporatör#2’in soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunur (Denklem 3.16).

$$\dot{Q}_{Evaporatör\#2(su)} = \dot{Q}_{Evaporatör\#2} \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_{Evaporatör\#2(su)} = \dot{m}_{su} \cdot c_{p_{su}} \cdot \Delta T \quad (3.17)$$

Evaporatör#2 soğutma kapasitesi entalpi farkı Denklem 3.18’deki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$q_{Evaporatör\#2} = \frac{\dot{Q}_{Evaporatör\#2(su)}}{\dot{m}_2} \quad (3.18)$$

$$q_{Evaporatör\#2} = (h_1 - h_9) \quad (3.19)$$

Evaporatör#2 giriş entalpisi aşağıdaki denklem ile bulunur (Denklem 3.20).

$$h_9 = h_1 - \frac{\dot{Q}_{Evaporatör\#2(su)}}{\dot{m}_2} \quad (3.20)$$

Kondenser çıkış entalpisi ve havalı evaporatör giriş entalpisine eşittir (Denklem 3.21).

$$h_3 = h_7 \quad (3.21)$$

Havalı kaynaklı evaporatör soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunur (Denklem 3.22).

$$\dot{Q}_{hava,kaynaklı,evap} = (h_8 - h_7) \cdot \dot{m}_2 \quad (3.22)$$

Kondenser sonrası ayrılmış çift evaporatörlü soğutma sisteminin COP değeri aşağıdaki denklem ile hesaplanır (Denklem 3.24).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Hava,kaynaklı,evap} + \dot{Q}_{Evaporatör\#2}}{\dot{W}_{Komp}} \quad (3.24)$$

Toplam soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunur (Denklem 3.25).

$$\dot{Q}_{toplam} = \dot{Q}_{Havali\ evaporatör} + \dot{Q}_{evaporatör\#2} \quad (3.25)$$

Tablo 3.8. DOS ve COS deneysel sistemlerin termodinamik analizi

	DOS	COS
Kompresör gücü	$\dot{W}_{Komp} = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m}_1$	$\dot{W}_{Komp} = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m}_{toplam}$
Kondenser kapasitesi	$\dot{Q}_{Kond} = (h_2 - h_3) \cdot \dot{m}_1$	$\dot{Q}_{Kond} = (h_2 - h_3) \cdot \dot{m}_{toplam}$
Evaporatör#1 soğutma kapasitesi	$\dot{Q}_{evap\#1} = (h_8 - h_7) \cdot \dot{m}_2$	$\dot{Q}_{hava,evap} = (h_8 - h_7) \cdot \dot{m}_2$
Debi	$\dot{m}_{toplam} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$	$\dot{m}_{toplam} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$
Evaporatör#2 soğutma kapasitesi (su)	$\dot{Q}_{Evaporatör\#2(su)} = \dot{m}_{su} \cdot c_{p_{su}} \cdot \Delta T$	$\dot{Q}_{Evaporatör\#2(su)} = \dot{m}_{su} \cdot c_{p_{su}} \cdot \Delta T$

$h_{\text{evaporatör\#1 giriş}}$	$h_9 = h_7$	-
$h_{\text{evaporatör\#2 giriş}}$	$h_9 = h_1 - (\dot{Q}_{\text{Evaporatör\#2(su)}} / \dot{m}_1)$	$h_9 = h_1 - (\dot{Q}_{\text{Evaporatör\#2(su)}} / \dot{m}_1)$
$h_{\text{hava\text{evaporatör giriş}}}$	-	$h_3 = h_7$
Toplam soğutma kapasitesi	$\dot{Q}_{\text{toplam}} = \dot{Q}_{\text{evap\#1}} + \dot{Q}_{\text{evap\#2}}$	$\dot{Q}_{\text{toplam}} = \dot{Q}_{\text{hava,kaynaklı,evap}} + \dot{Q}_{\text{evap\#2}}$

3.4. Soğutucu Akışkanın Özellikleri

R134a akışkanının ozon tabakasına zararlı etkisi nedeniyle bu soğutucu akışkana alternatif akışkanlar araştırılmaktadır. Küresel ısınma potansiyeli (GWP) değeri R134a akışkanının 1300'dür. Soğutucu akışkanlar iklimlendirme sistemlerinin birçok dalında ve konut tipi soğutucular gibi farklı endüstrilerde kullanılmaktadır. R134a'nın termodinamik özelliği Tablo 3.9'da verilmiştir.

Tablo 3.9. R134a soğutucu akışkanının özellikleri [28]

Akışkan	R134a
Kaynama Noktası (K)	247,1
Kritik Basıncı (kPa)	4059,28
Kritik Sıcaklık (K)	374,21
25°C Sıvı Yoğunluğu (kg.m^{-3})	1295,27
25°C Buhar Yoğunluğu (kg.m^{-3})	14,35
Gizli buharlaşma ısısı ($\text{mWm}^{-1}\text{K}^{-1}$)	198,72
ODP	0
ASHRAE Güvenlik Sınıfı	A1

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde ejektörlü soğutma sisteminin COS ve DOS konfigürasyonlarında çalıştırılması durumunda performans parametrelerinin birbirlerine göre karşılaştırılması verilmiştir.

Karşılaştırmalar aşağıdaki değişkenlere bağlı olarak yapılmıştır.

- Kompresör giriş basınçlarına bağlı değişim
- Kondenser giriş hava sıcaklıklarına bağlı değişim
- Kondensere giren hava hızlarına bağlı değişim

İlerleyen bölümde karşılaştırmalardan elde edilen sonuçlar sırasıyla sunulmaktadır.

4.1. Kompresör Giriş Basınçlarına Bağlı Değişimi

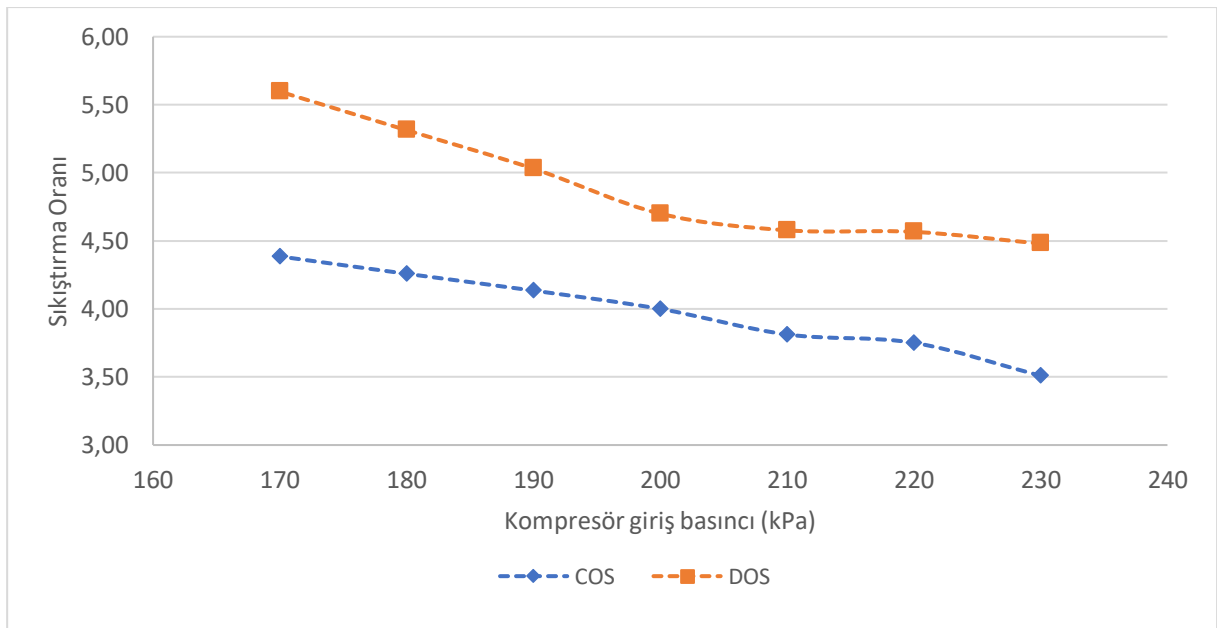
Bu bölümde deneysel sisteminin COS ve DOS konfigürasyonlarında çalıştırılması durumunda kompresör giriş basınçlarına bağlı elde edilen sonuçlar tartışılmıştır. Deneylerde kompresör giriş basıncı, su giriş sıcaklığı, kondenser hava hızı, kompresör frekansı sabit tutulmuştur. Deneylerde sabit tutulan veriler Tablo 4.1' de gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Kompresör giriş basınçlarına bağlı deneyler için sabitler

Deneyde sabit tutulan değerler	Değerler
Kompresör giriş basıncı (kPa)	170 – 230 (10 kPa aralıklı)
Evaporatör#2 - Su giriş sıcaklığı(°C)	20-21
Evaporatör#1 giriş hava sıcaklığı (°C)	25-26
Evaporatör#2 su debisi (kg/s)	0,2
Kompresör Frekansı (Hz)	50

Şekil 4.1'de kompresör giriş basınçlarına bağlı olarak kompresör sıkıştırma oranları değişimleri görülmektedir. Şekil 4.1 incelendiğinde kompresör giriş basınçlarının artmasıyla birlikte sıkıştırma oranlarında azalma görülmektedir. Yapılan deneyler sonucunda kompresör giriş basınçlarının 170 kPa' dan 230 kPa artması durumunda her iki konfigürasyon için de sıkıştırma oranlarının %25 oranında azaldığı görülmüştür. Bunun nedeni kompresör giriş basınçları arttıkça kondenserden gelen su sıcaklıklarının, dolayısıyla kondenserde yoğuşma sıcaklıklarının sabit kalmasıdır. Kondenser sıcaklığı ve yoğuşma basıncı neredeyse değişmediği için sıkıştırma oranı kompresör giriş basıncı ile ters orantılı olarak değişmiştir. Örneğin,

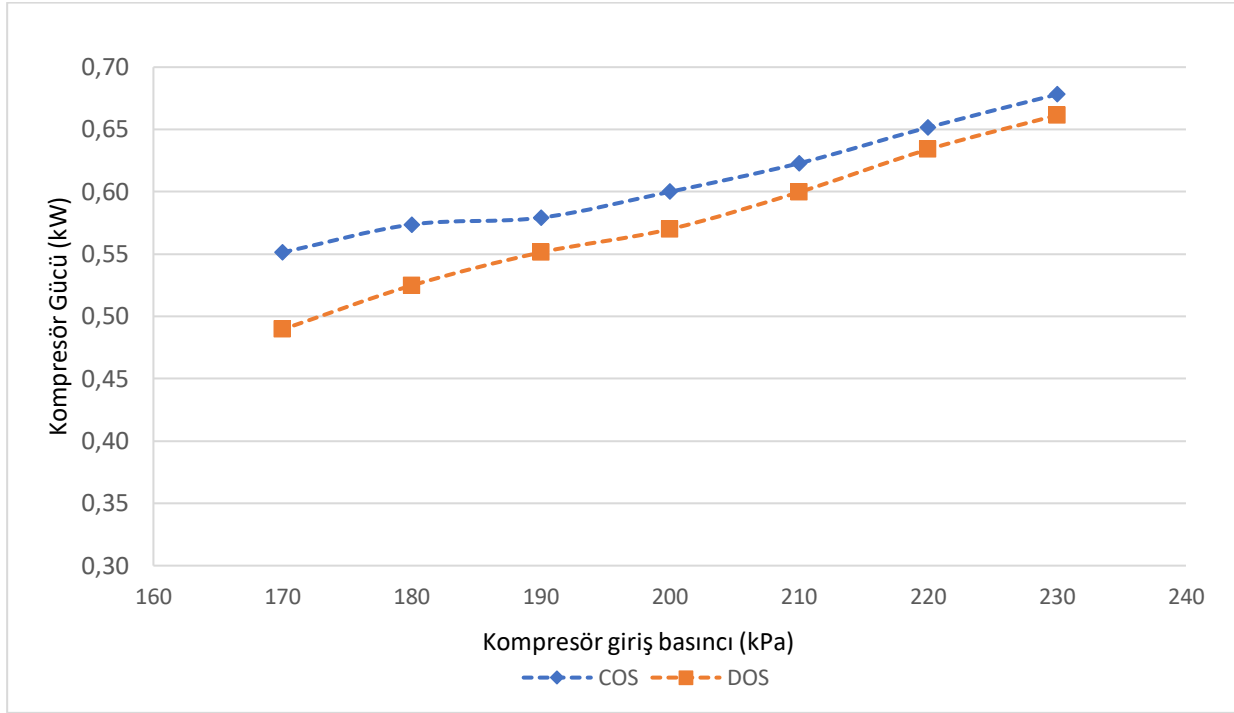
kompresör giriş basıncının 190 kPa olması durumunda sıkıştırma oranı DOS konfigürasyonu için 5,03 iken COS' ta 4,13 olarak hesaplanmıştır. Deneysel ejektörlü soğutma sisteminin DOS konfigürasyonunda çalıştırılması durumunda COS 'a göre sıkıştırma oranı % 22 daha yüksek olmuştur. Bunun sebebi iki çalışma durumunda soğutucu akışkanın kütleli debilerinin farklı olmasıdır. Daha düşük kütleli debi değerlerinde çalışan DOS sisteminin sıkıştırma oranı COS' tan daha yüksektir. Sistemdeki toplam soğutucu akışkan miktarı ikisinde de aynı olsa da kompresörden geçen soğutucu akışkan miktarı COS' ta daha fazladır. Çünkü DOS çalışma modunda ejektörden çıkan soğutucu akışkan ayrılarak bir kısım akışkan evaporatör#1'e gitmektedir.



Şekil 4.1. Sıkıştırma Oranının kompresör giriş basıncına göre değişimi

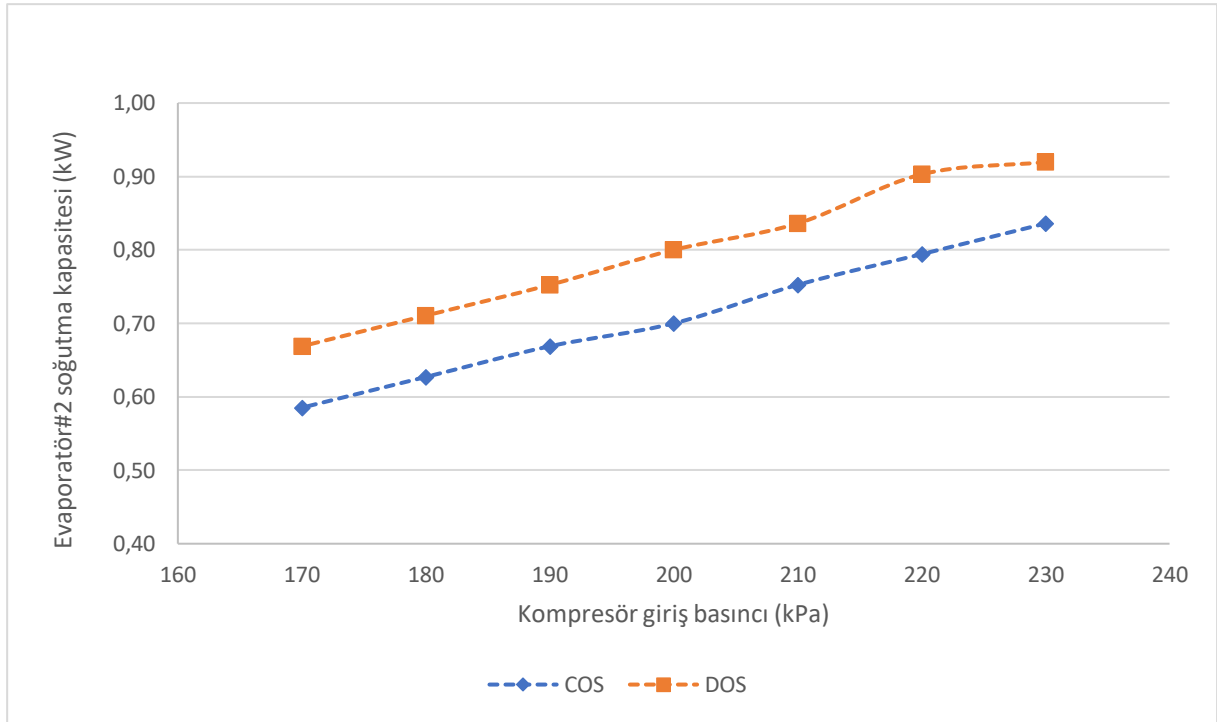
Kompresör giriş basınçlarına bağlı olarak kompresör gücü değerlerinin değişimleri Şekil 4.2' de verilmiştir. Şekil 4.2 incelendiğinde kompresör giriş basınçlarının artmasıyla birlikte kompresör güçlerinin de arttığı görülmektedir. Sistemin DOS modunda çalıştırılması durumunda COS moduna göre daha yüksek kompresör çıkış basınçlarına ulaştığı görülmüştür. Örneğin, kompresör giriş basıncı 180 kPa olduğunda, COS konfigürasyonu için hesaplanan kompresör gücü değeri 0,57 kW iken DOS için 0,52 kW olmuştur. Ejektörlü soğutma sistemi belirlenen koşullarda DOS konfigürasyonu olarak çalıştırıldığında kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değeri %9 daha düşük olmuştur. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2 birlikte değerlendirildiğinde kompresör giriş basınçları düştükçe DOS sistemin sıkıştırma oranları daha yüksek olmasına rağmen güç tüketimi daha düşüktür. Bu durum DOS sisteminin daha yüksek kondenser sıcaklıklarına daha düşük güç tüketim değerleri ile ulaştığını göstermektedir. Sistem ısı pompası olarak kullanılması durumunda daha yüksek ısıtma kapasitesi değerleri elde

edilmektedir. Çünkü DOS sistemi daha yüksek kondenser sıcaklıklarına daha düşük güç tüketim değerleri ile çalışmaktadır.



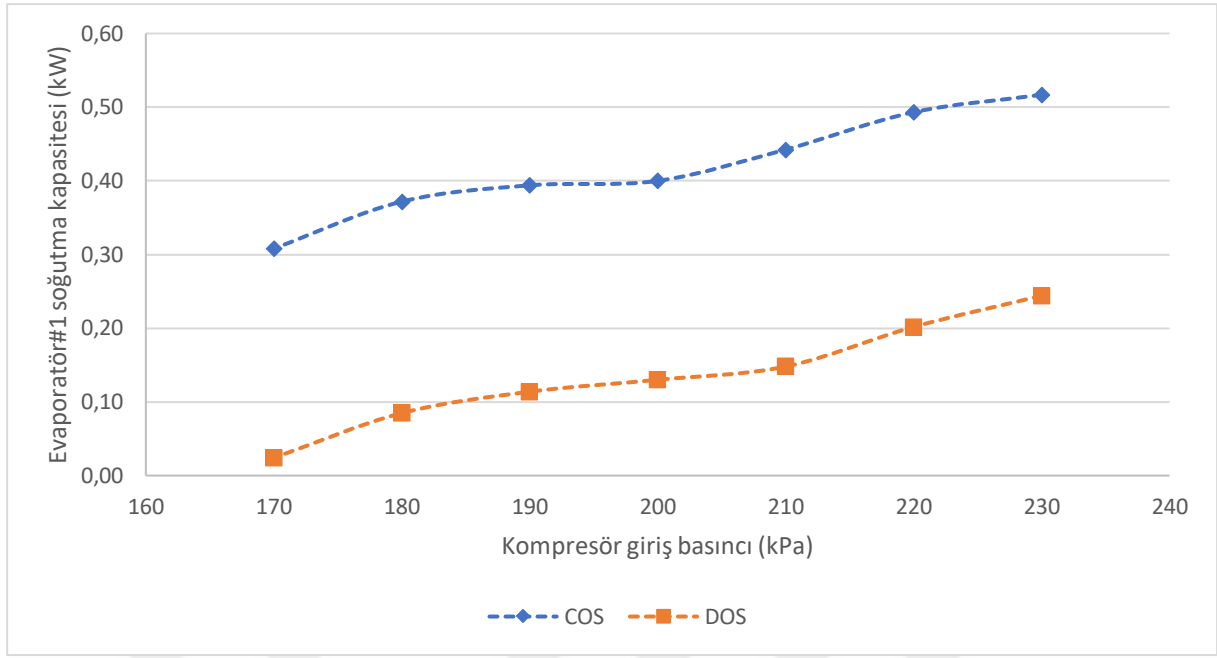
Şekil 4.2. Kompresör gücünün kompresör giriş basıncına göre değişimi

Şekil 4.3’de kompresör giriş basıncına bağlı olarak evaporatör#2 soğutma kapasitesinin değerlerinin değişimleri incelenebilir. Sistem DOS modunda çalıştırıldığında elde edilen evaporatör#2 soğutma kapasitelerinin COS’a göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Örneğin evaporatör#2 soğutma kapasitesi 170 kPa basınçta DOS modunda Qevap#2 0,67 kW iken COS modunda 0,59 kW olarak hesaplanmıştır. Bu durumda DOS’ tan elde edilen Qevap#2 değerinin COS’ a göre %14 daha fazla olduğu anlaşılmaktadır. Bu sonuç DOS konfigürasyonun ejektörlü sistemlerde başarılı bir şekilde uygulanabileceğini göstermektedir. DOS sisteminde kondenserde yoğunlaşan tüm soğutucu akışkan ejektörün birinci girişinden geçecektir ve çıkışında ayrılacaktır. Ejektörün birinci girişinden gelen yüksek debideki soğutucu akışkan sayesinde ejektör çıkışında soğutucu akışkan daha yüksek hızda fakat daha düşük kuruluk derecelerinde olacaktır. DOS sisteminde kullanılan iki farklı evaporatöre de soğutucu akışkan aynı kuruluk derecesinde girecektir. Bu durum özellikle evaporatör#2’ in soğutma kapasitesinde artışa sebep olmaktadır. Çünkü COS sisteminde evaporatör#2’ ye girişinde kuruluk derecesini belirleyen asıl parametre kondenser sonrasında ikiye ayrılan soğutucu akışkanın ayrılma oranlarıdır. [29].



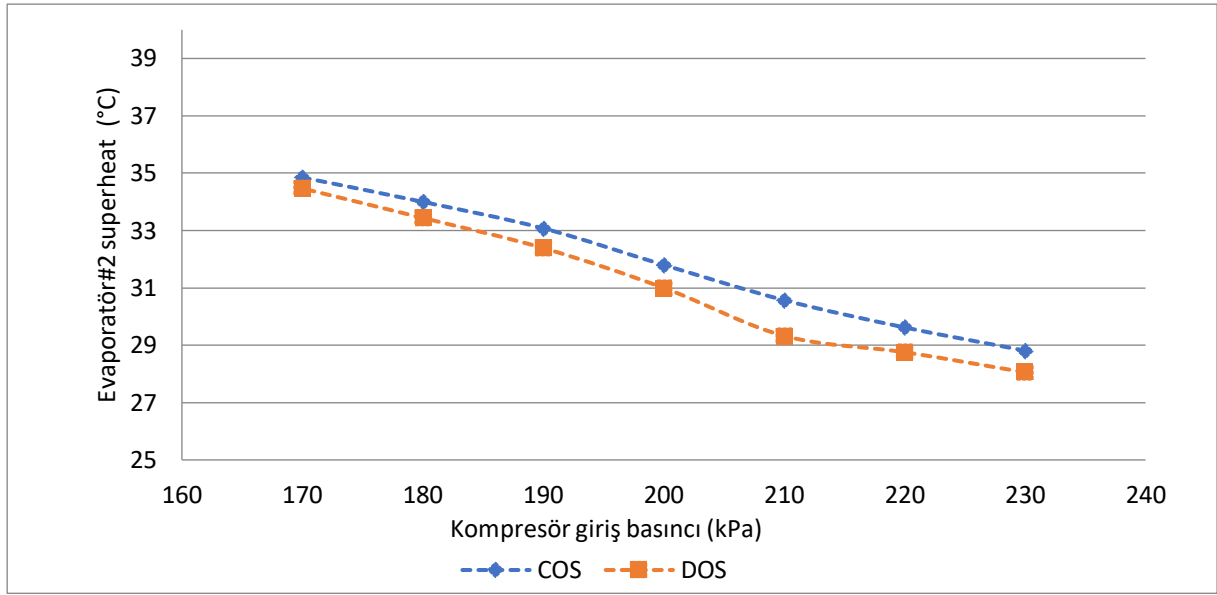
Şekil 4.3. Evaporatör#2 soğutma kapasitesinin kompresör giriş basıncına göre değişimi

Şekil 4.4’de kompresör giriş basınçlarına göre evaporatör#1 soğutma kapasitesinin değişimleri görülmektedir. Sistem COS konfigürasyonunda çalıştırıldığında soğutucu akışkan kondenser çıkışında ayrıldığı için kuruluk derecesi düşer. Bundan dolayı kütleli debi değeri daha yüksek olmuştur. Sonuç olarak evaporatör#1’den geçen kütleli debiye bağlı olarak Qevap#1’de artmıştır. Şekil 4.4’e bakıldığında birim kütle başına düşen enerji miktarı COS’da daha düşük değerlerdedir. Bununla birlikte Evaporatör#1 superheat değerleri de daha yüksektir. Örneğin kompresör giriş basıncının 220 kPa olduğunda evaporatör#1 soğutma kapasitesi sırasıyla COS modunda 0,49 kW, DOS modunda 0,19 kW olarak elde edilmiştir. Bu durumda eğer sisteme ayrılma konusunda bir müdahalede bulunulmazsa (COS ve DOS) DOS sisteminin daha düşük ER oranlarında çalışacağı sonucuna varılabilir. Bunun temel sebebi ejektörde basıncının düşmesi gereken soğutucu akışkan miktarının daha fazla olması ve bununla beraber daha az basınç düşüşü meydana gelmesidir. Basınç miktarı daha da düşmeyeceği için ER oranında bir sınır bulunmaktadır. Grafik incelendiğinde düşük kompresör basınçlarında ejektör karışım odasındaki kısılma miktarı o kadar az meydana gelmiştir ki ER oranı çok küçük değerlerde kalmıştır ve bir soğutma ölçülememiştir. Bu durum ejektörün sabit basınç modeli ile çalışması ile de sınırlandırılmış olmasından kaynaklanmaktadır. DOS sisteminde sabit basınçlı ejektör modelinden sabit alana sahip ejektör modeli ER oranına olan etkisi ve değerlendirilmesi test edilmelidir.



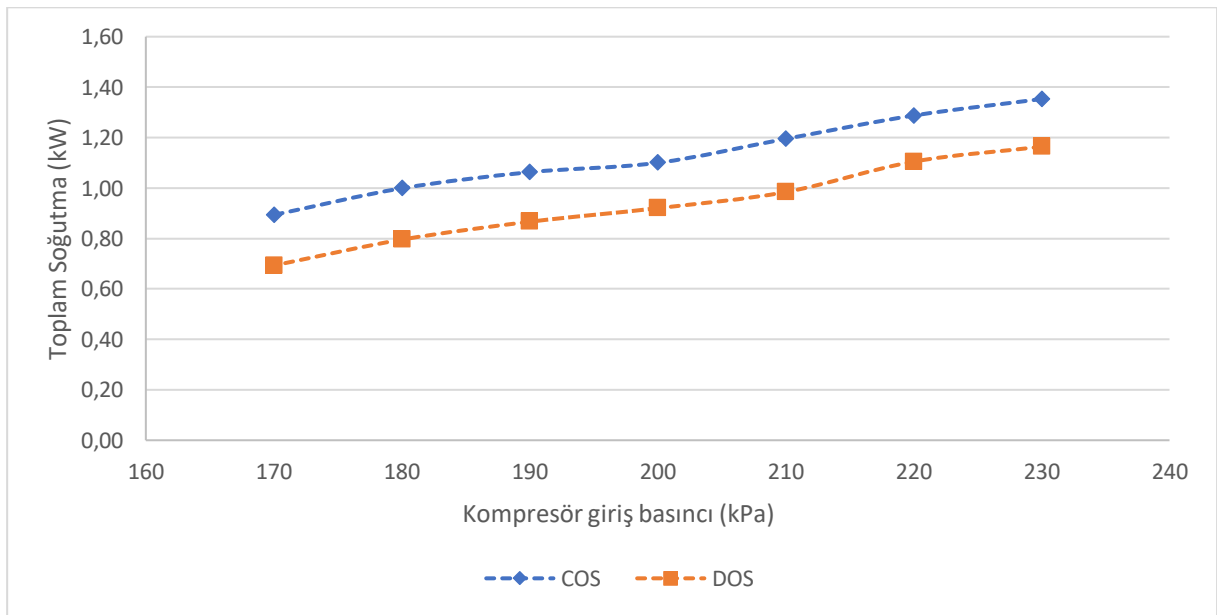
Şekil 4.4. Evaporatör#1 soğutma kapasitesinin kompresör giriş basıncına göre değişimi

Kompresör giriş basınçlarına bağlı olarak Evaporatör#2 superheat değişimi Şekil 4.5’de görülmektedir. Evaporatör#2 superheat değerlerinin kompresör giriş basıncı arttıkça her iki konfigürasyon için de azaldığı görülmektedir. Ayrıca DOS modunda elde edilen superheat değerlerinin COS modunda daha düşük olduğu görülmektedir. (Şekil 4.4’te DOS modunda evaporatör#2 soğutma kapasitesi değerinin COS moduna göre daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır). Daha düşük superheat değerleri DOS sisteminde evaporatör#2’ ye giren soğutucu akışkanın daha düşük kuruluk derecelerinde olduğunu doğrulamaktadır. Ejektörlü sistemlerde kompresörden önce kullanılacak olan evaporatörün superheat değerleri oldukça önemlidir. COS konfigürasyonunda buradaki superheat değeri çok yüksek seviyelere ulaşabilmekte soğutma kapasitesini oldukça düşürmektedir. Ejektör kullanılan iki evaporatörlü soğutma çevrimlerinin COS yerine DOS konfigürasyonu ile kullanılması bu duruma çözüm olabilir.



Şekil 4.5. Evaporatör#2 superheat değerleri kompresör giriş basıncına göre değişimi

Şekil 4.6’da toplam soğutma kapasitesinin kompresör giriş basıncına bağlı olarak değişimleri görülmektedir. Şekil 4.6 incelendiğinde COS modunun, DOS moduna göre belirlenen basınçlar doğrultusunda daha yüksek toplam soğutma kapasitesine ulaştığı görülmektedir. Bunun nedeni evaporatörlerin birim kütle başına düşen enerji farkı COS konfigürasyonun, DOS konfigürasyonuna göre daha azdır. Örneğin 230 kPa basınçta COS modu 1,35 kW iken DOS modu 1,16 kW toplam soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Bu durumda 230 kPa basınçta COS konfigürasyonu, DOS konfigürasyonuna göre %16 oranında toplam soğutma kapasitesi daha yüksektir.



Şekil 4.6. Toplam soğutmanın kompresör giriş basıncına göre değişimi

4.2. Kondenser Giriş Hava Sıcaklıklarına Bağlı Değişimi

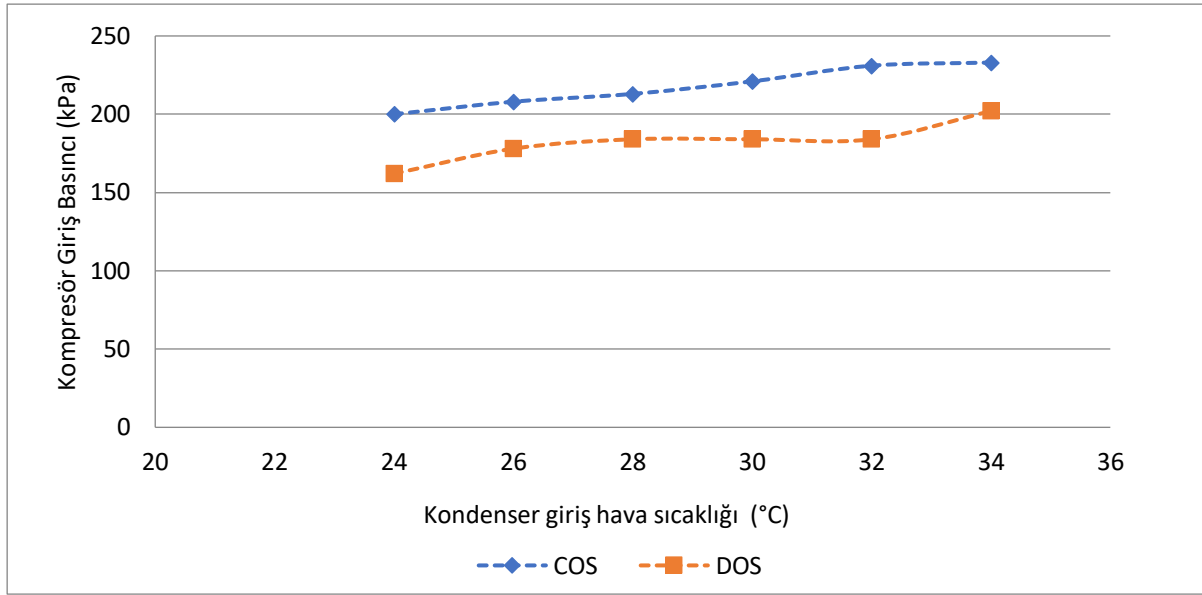
Bu bölümde ejektörlü soğutma sisteminin COS ve DOS konfigürasyonların da çalıştırılması durumunda kondenser giriş hava sıcaklıklarına bağlı elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Deneyler kondenser girişinde hava akımı sıcaklıkları 24 °C’den başlayarak 2 °C sıcaklıklara ile arttırılarak 34 °C sıcaklığa kadar arttırılmıştır.

Bu deneylerde evaporatör#1 hava akımı sıcaklığı, evaporatör#2 su giriş sıcaklığı, kondenser hava akımı hızı, kompresör frekansı sabit tutulmuştur. Deneylerde sabit tutulan veriler Tablo 4.2’de verilmektedir.

Tablo 4.2. Kondenser giriş hava sıcaklıklarına bağlı deneylerin sabitleri

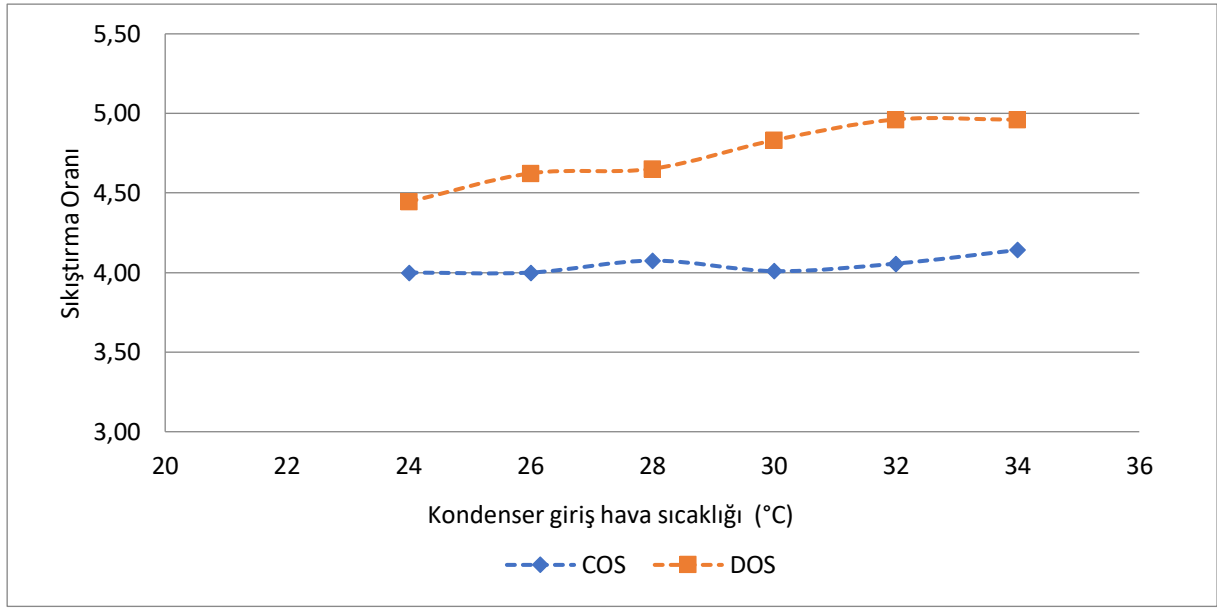
Deneyde sabit tutulan değerler	Değerler
Kondenser giriş hava sıcaklığı (°C)	24- 34 (2 °C artışla)
Evaporatör#1 giriş hava sıcaklığı (°C)	22
Evaporatör#2 - su giriş sıcaklığı (°C)	18- 19
Kondenser hava akımı hızı (m/s)	3
Evaporatör#2 su debisi (kg/s)	0,2
Kompresör Frekansı (Hz)	50

Şekil 4.7’de kondenser hava giriş sıcaklıklarına bağlı kompresör giriş basınçlarının değişimleri verilmiştir. Şekil 4.7 incelendiğinde kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değerlerinin COS konfigürasyonun da daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni COS konfigürasyonunda kütleli debi ve kompresör çıkış basınçlarının daha yüksek olmasıdır. COS sisteminde kütleli debinin daha yüksek olmasının sebebi kondenser çıkışında ikiye ayrılan soğutucu akışkanın kompresör girişinde tekrardan birleşmesidir. Örneğin 28 °C kondenser giriş hava sıcaklığında COS konfigürasyonun da kompresör giriş basıncı 213 kPa iken DOS konfigürasyonunda 184 kPa olarak hesaplanmıştır. Bu durumda COS konfigürasyonunda elde edilen kompresör giriş basıncı değerlerinin DOS’a göre % 16 daha yüksek olmuştur.

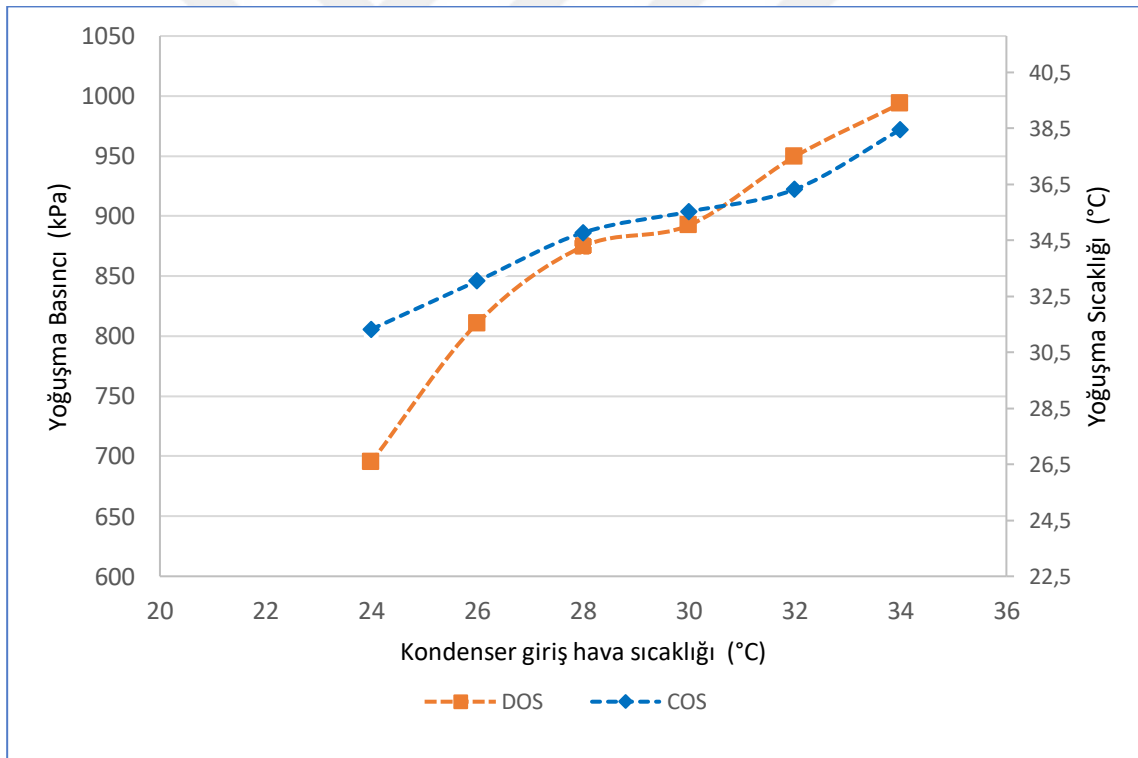


Şekil 4.7. Kompresör giriş basıncının kondenser giriş hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.8a 'da kondenser hava giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör sıkıştırma oranlarının değişimi verilmiştir. Şekil 4.8a incelendiğinde kondenser hava giriş sıcaklıklarının artmasıyla birlikte sıkıştırma oranlarının da arttığı görülmektedir. DOS konfigürasyonunda kompresör giriş basınçları COS çalışma durumuna göre daha düşüktür, bu da aynı yoğuşma sıcaklıklarında DOS konfigürasyonundan elde edilen kompresör sıkıştırma oranlarının daha yüksek olmasına neden olmaktadır. Örneğin 30 °C kondenser giriş hava sıcaklığında kompresör giriş basınçları COS konfigürasyonu için 4,01 iken DOS konfigürasyonu için 4,83 olmuştur. Bu durumda iki konfigürasyon arasındaki fark %21 olmuştur. Şekil 4.8b' de kondenser hava giriş sıcaklıklarına bağlı olarak yoğuşma basınçları ve sıcaklıklarının değişimleri görülmektedir. Düşük kondenser havası sıcaklıklarında DOS modunda değerlerin daha düşük olduğu görülmektedir. DOS sisteminde kütleli debi değerinin daha düşük olmasından dolayı kompresördeki yoğuşma basınçlarının ve sıcaklıklarının daha yüksek olması beklenebilir.

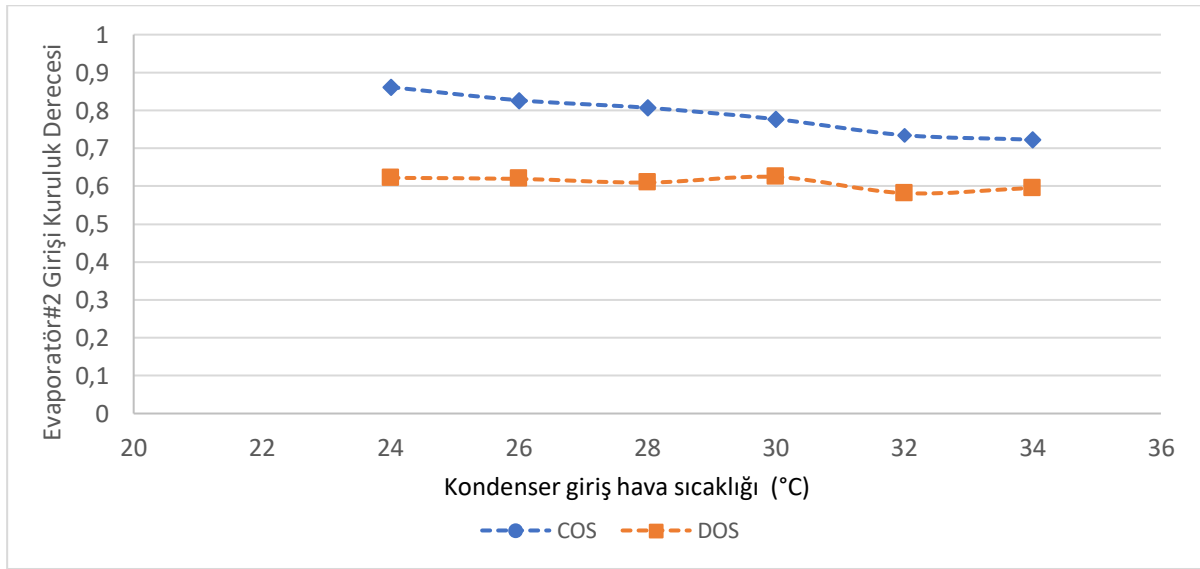


Şekil 4.8a. Kompresör sıkıştırma oranlarının kondenser girişi hava sıcaklıklarına göre değişimi



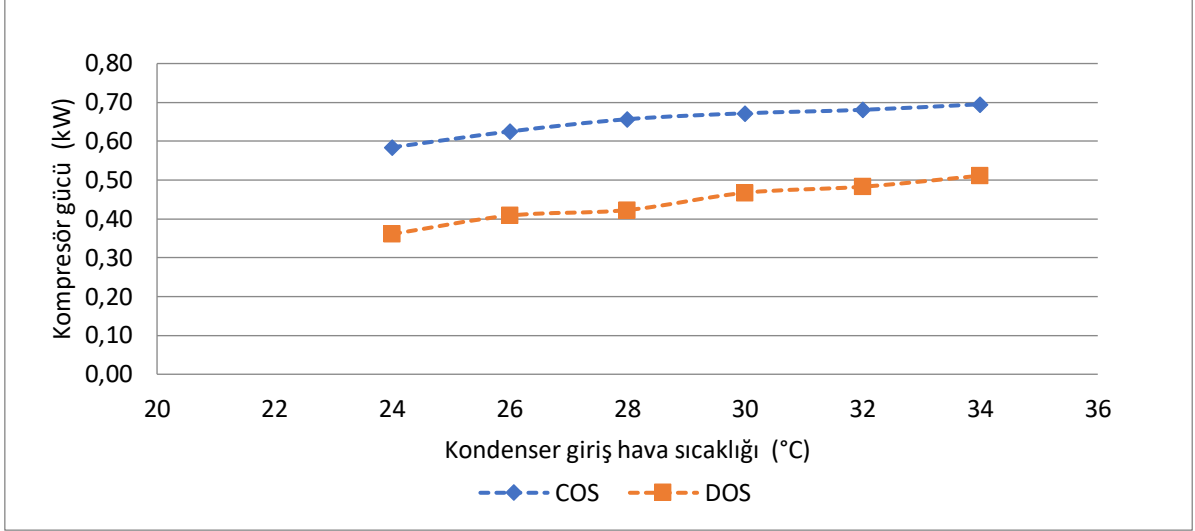
Şekil 4.8b. Yoğuşma basınçlarının ve sıcaklıklarının kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi

Şekil 4.9 incelendiğinde kuruluk derecesi değerinin DOS için daha düşük değerlerde olduğu görülmektedir. Bu sonuç COS'a alternatif olarak DOS sisteminin önerilmesindeki temel sebeptir. Evaporatör#2 giriş kuruluk derecesinin düşük olması ile aynı sıcaklık şartları altında evaporatör#2'de daha yüksek birim kütle başına düşen enerji miktarı değerleri elde edilebilir. Aynı şekilde evaporatör#2'superheat değerlerinin çok fazla artmasına engel olur. Bu durum aynı sistemde farklı tasarım yapılarak COS ve DOS ayrımının beraber kullanılmasına imkân tanır. Bunun için sisteme bir superheat sensörü eklenmesi gerekir. Yapılacak yeni tasarımda COS' ta kullanılan evaporatör#2'nin superheat değeri arttığında sistem DOS'a dönüştürülerek evaporatör#1 için ekstra bir soğutma eldesi sağlanır. Böylece düşük superheat sıcaklıklarına rağmen sabit soğutma kapasitesi sağlanabilir.



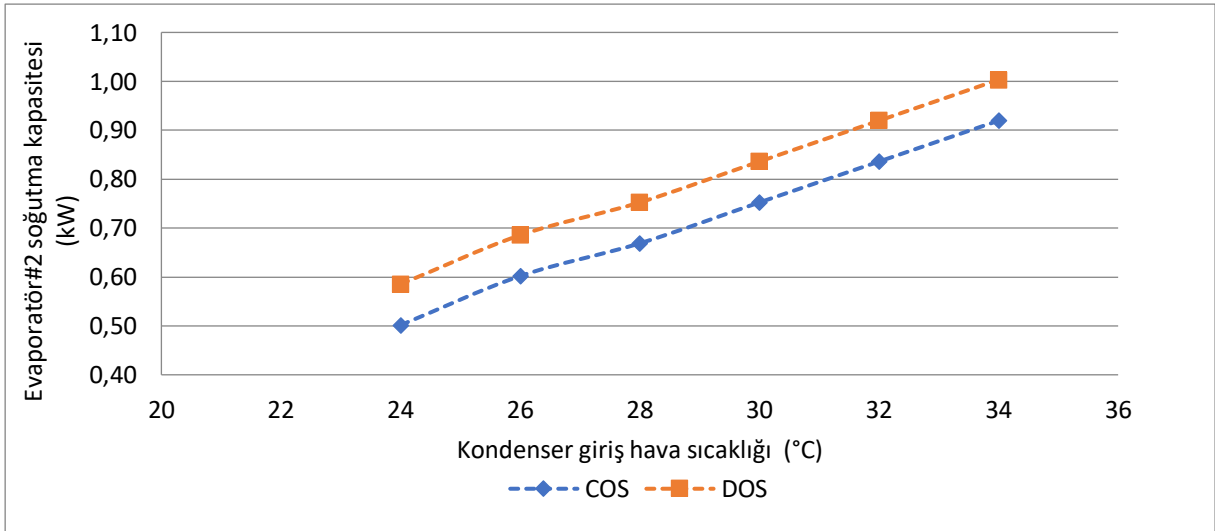
Şekil 4.9. Evaporatör#2 giriş kuruluk derecesinin kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi

Şekil 4.10'da kompresör gücünün kondenser giriş hava sıcaklıklarına bağlı olarak değişimleri görülmektedir. Şekil 4.10 incelendiğinde kondenser giriş hava sıcaklıklarının artmasıyla birlikte kompresör giriş basınçlarının artmasından dolayı kompresör güçleri yükselmiştir. Bununla birlikte sistem COS konfigürasyonunda çalıştırıldığında kompresör gücü değerlerinin DOS'a göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni sistem COS konfigürasyonunda çalıştırıldığında kütleli debi değeri daha fazladır ve kompresör çıkış basınçları daha düşüktür. Kondenser giriş havası sıcaklığının 28 °C olması durumunda, sistem COS konfigürasyonun da çalıştırıldığında kompresör gücü 0,66 kW iken DOS modunda 0,42 kW olarak hesaplanmıştır. Bu nedenle superheat değeri arttıkça izantropik verim azalmaktadır. Buna bağlı olarak kompresör gücü de artmaktadır.



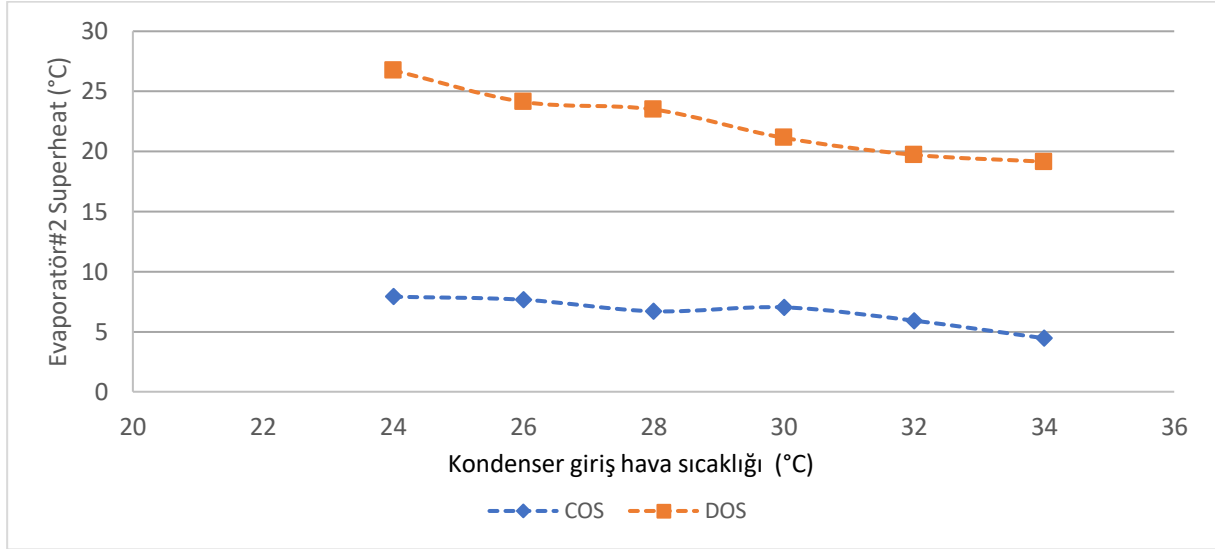
Şekil 4.10. Kompresör gücünün kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi

Şekil 4.11’de kondenser hava giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör#2 soğutma kapasite değerlerinin değişimleri görülmektedir. Evaporatör#2 soğutma kapasitesine göre DOS konfigürasyonu değerleri daha yüksek çıkmıştır. Deneysel sistem DOS’da, COS’a göre daha düşük debilerde çalışmaktadır. Buna rağmen evaporatör#2’nin girişindeki kuruluk derecesi daha düşük olacağı için soğutma kapasitesi COS’ tan daha yüksek çıkmıştır. Örneğin 24 °C kondenser giriş hava sıcaklığında DOS 0,59 kW iken COS 0,50 kW olarak hesaplanmıştır. 34 °C kondenser sıcaklığın da ise DOS 1,00 kW iken COS konfigürasyonunda 0,90 kW değerinde olmuştur. Bu durumda sıcaklık artışı ile iki konfigürasyon arasında % 17 oranından %9 oranına azalma görülmüştür.



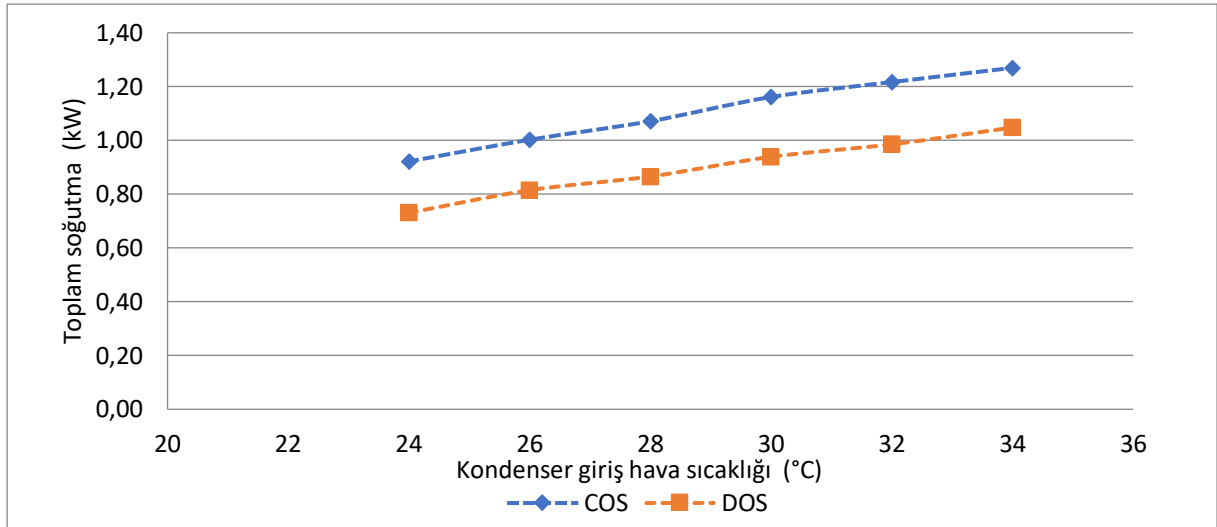
Şekil 4.11.Evaporatör#2 soğutma kapasitesinin kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi

Evaporatör#2 kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre superheat değerlerinin değişimi Şekil 4.12’de görülmektedir. DOS konfigürasyonunun COS’a göre daha yüksek superheat değerlerine ulaşıldığı görülmektedir. Düşük superheat değerleri düşük volumetrik değerlerine ve soğutucu akışkanın kompresöre girişte daha düşük yoğunluklara sahip olmasına neden olur. Örneğin kondenser giriş hava sıcaklığının 28 °C olması durumunda COS ve DOS konfigürasyonların evaporatör#2 superheat değerleri arasındaki fark 16,7 °C olmuştur. Aynı sıcaklıkta evaporatör#1 de ise bu fark 12 °C’ ye yükselmektedir.



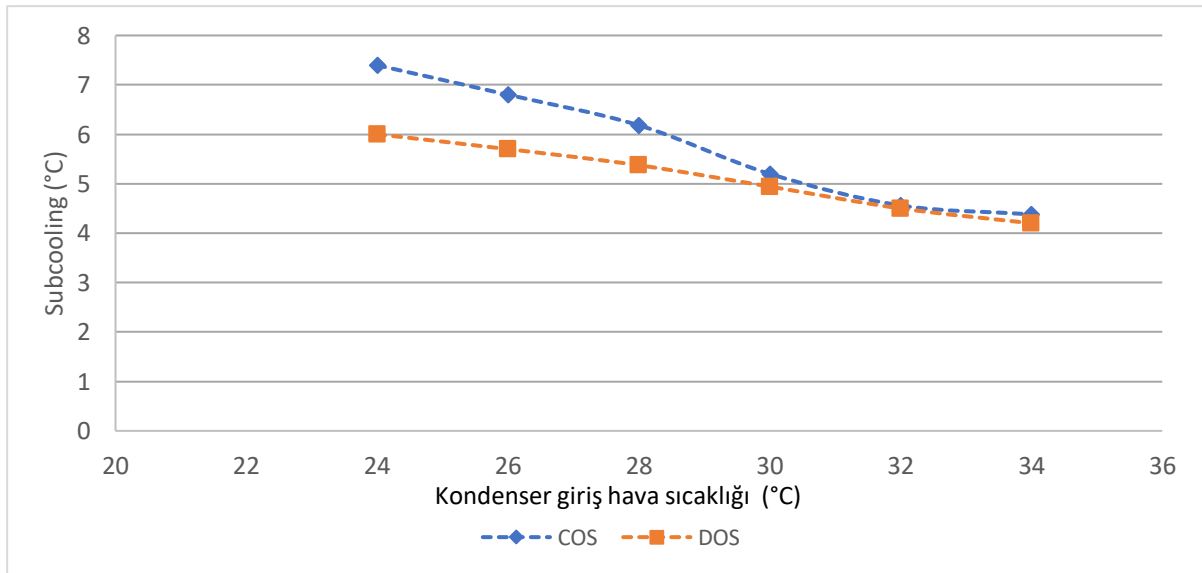
Şekil 4.12.Evaporatör#2 superheat değerleri kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi

Şekil 4.13 toplam soğutma kapasitesinin kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi görülmektedir. Şekil 4.13 incelendiğinde sıcaklık arttıkça DOS ve COS konfigürasyonları toplam soğutma kapasite değerleri de artmaktadır. COS konfigürasyonun elde edilen soğutma kapasitesinin DOS’a göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni evaporatör#1 soğutma kapasitesinin COS konfigürasyonu DOS konfigürasyonuna göre daha etkin olmasıdır. Örneğin 30 °C kondenser giriş hava sıcaklığında COS toplam soğutma kapasitesinde 1,16 kW iken DOS 0,94 kW olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.13. Toplam soğutma kapasitesinin kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi

Şekil 4.14’de subcooling (aşırı soğutma) değerlerinin kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi görülmektedir. Şekil 4.14 incelendiğinde sıcaklık arttıkça DOS ve COS konfigürasyonları subcooling değerleri azalmaktadır. COS konfigürasyonun düşük kondenser havası sıcaklıklarında subcooling değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni kondenser çıkışında soğutucu akışkanın yoğunluklarına bağlı olarak değişen kütsel debi miktarlarıdır. 24°C kondenser havası sıcaklığında COS ile DOS arasındaki subcooling değeri 1,4°C olsa da kondenser havası sıcaklığı 32°C de olduğundan aynı değere ulaşmıştır.



Şekil 4.14. Subcooling (aşırı soğutma) kondenser giriş hava sıcaklıklarına göre değişimi

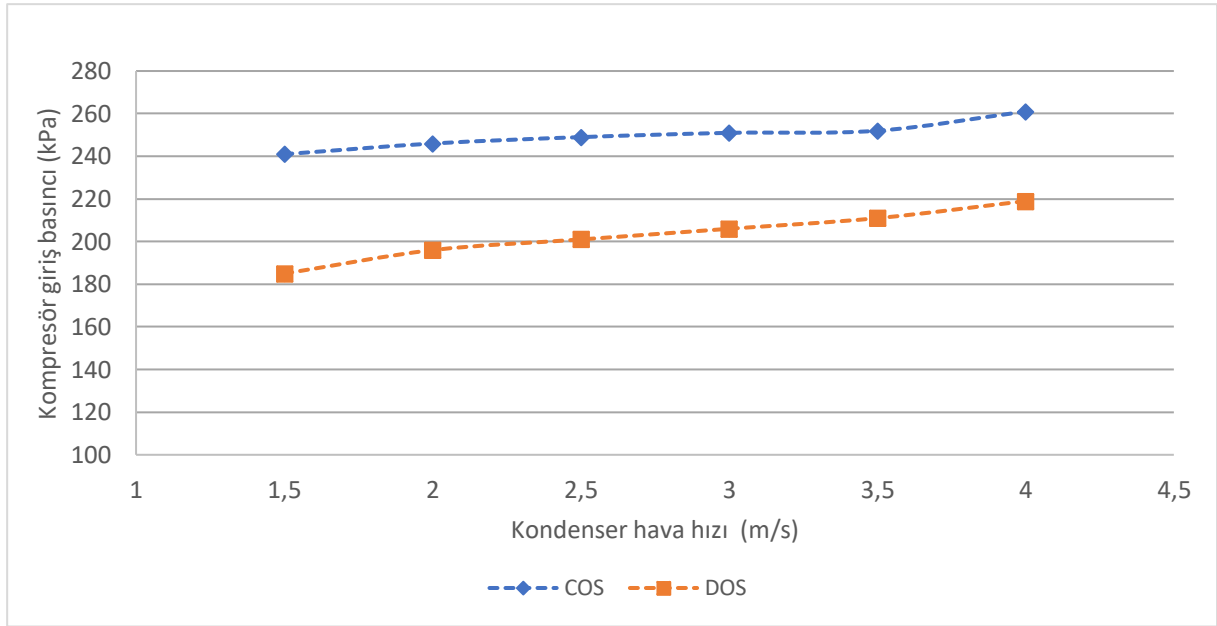
4.3. Kondensere Giren Hava Hızlarına Bağlı Değişimi

Bu bölümde ise ejektörlü soğutma sisteminin COS ve DOS konfigürasyonlarında çalıştırılması durumunda kondensere giren hava hızlarına bağlı karşılaştırılması verilmiştir. Bu deneylerde kompresör giriş hava sıcaklığı, evaporatör#1 ve evaporatör#2 su giriş sıcaklıkları, evaporatör#2 su debisi, kondenser hava hızı, kompresör frekansı sabit tutulmuştur. Deneylerde sabit tutulan veriler Tablo 4.3'te gösterilmiştir.

Tablo 4.3. Kondensere giren hava hızına bağlı deneylerin sabitleri

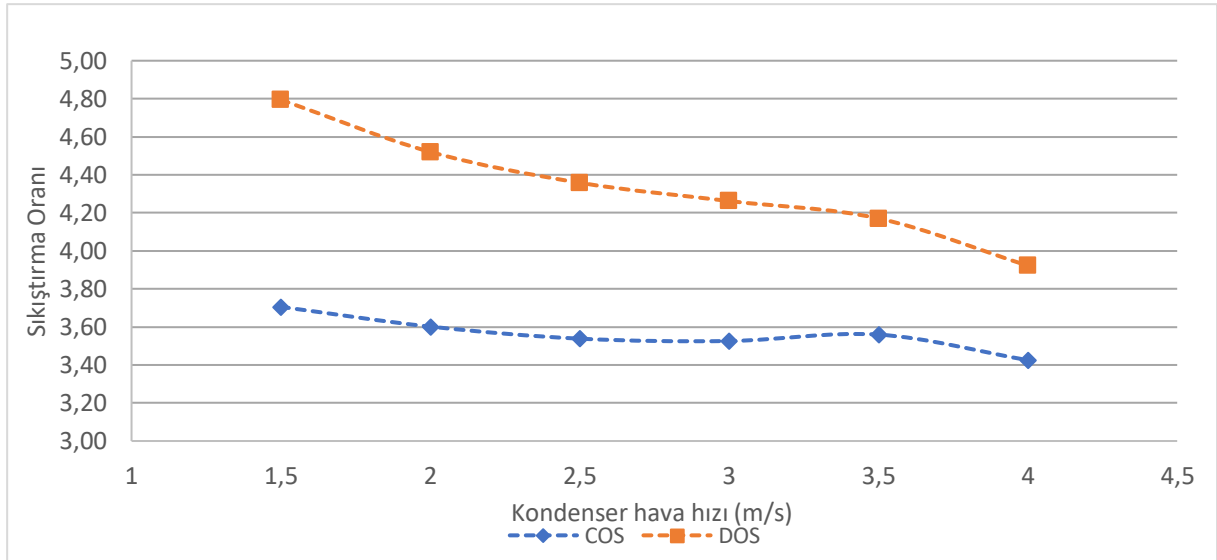
Deneyde sabit tutulan değerler	Değerler
Kondenser hava hızı (m/s)	1,5/ 2 / 2,5/ 3/ 3,5/ 4
Kompresör giriş hava sıcaklığı (°C)	32
Evaporatör#1 - Su giriş sıcaklığı(°C)	22-24
Evaporatör#2 - Su giriş sıcaklığı(°C)	21-22
Evaporatör#2 Su debisi (kg/s)	0,2
Kompresör Frekansı (Hz)	50

Şekil 4.15'de kondenser hava hızlarına bağlı olarak kompresör giriş basınçlarının değişimleri verilmiştir. Şekil 4.15 incelendiğinde kondenser hava hızı artmasıyla birlikte kompresör giriş basınçlarının da arttığı görülmektedir. Örneğin kondenser hava hızı değeri 3,5 m/s'den 4 m/s artması durumunda her iki konfigürasyonun kompresör giriş basınçlarında %4 oranında artış gözlemlenmiştir. Bununla beraber sistem COS konfigürasyonunda çalıştırıldığında elde edilen kompresör giriş basınçlarının DOS konfigürasyonuna göre daha yüksek olduğu görülmektedir. En düşük kompresör giriş basıncı DOS konfigürasyonun da 185 kPa iken COS konfigürasyonunda 241 kPa olarak ölçülmüştür. Bu durumu COS konfigürasyonun da toplam kütleli debinin DOS'a göre daha yüksek olmasıyla açıklanır. Örneğin 2,5 m/s kondenser hava hızında COS ve DOS konfigürasyonları arasında %24 oranında basınç farkı olduğu tespit edilmiştir.



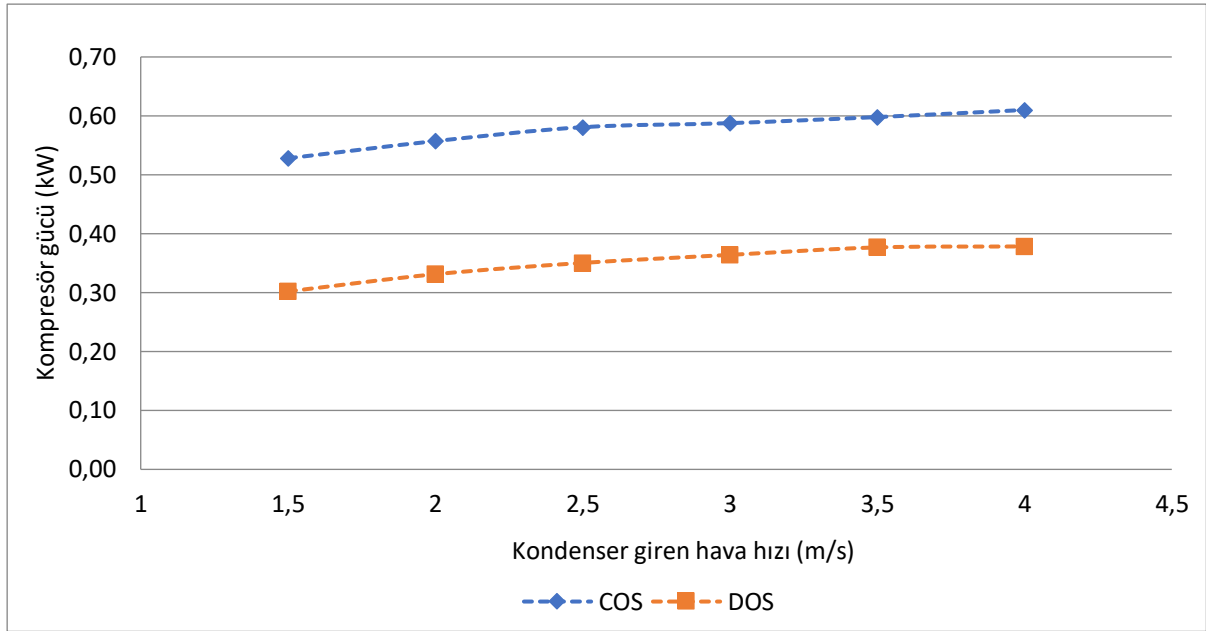
Şekil 4.15. Kompresör giriş basıncının kondensere giren hava hızlarına göre değişimi

Şekil 4.16’de kondenser hava hızlarına bağlı olarak kompresör sıkıştırma oranlarının değişimleri görülmektedir. Şekil 4.16 incelendiğinde kondenser hava hızı artmasıyla birlikte sıkıştırma oranlarının azaldığı görülmektedir. Yapılan deneyler sonucunda kondenser hava hızlarının 1,5 m/s’den 4 m/s’ye artmasıyla, her iki konfigürasyon için de sıkıştırma oranlarının %22 oranında azaldığı görülmüştür. Bunun nedeni DOS konfigürasyonunda kompresör giriş basınçlarının COS’a göre daha düşük olmasıdır. Örneğin 2,5 m/s hava hızında DOS modunda sıkıştırma oranı 4,36 iken COS’da 3,54 olarak hesaplanmıştır. Kondenser hava hızı değerinin 3,5 m/s olması durumunda COS ve DOS konfigürasyonları arasında %17 oranında fark olduğu belirlenmiştir. Bunun sebebi aynı yoğuşma sıcaklıklarında DOS konfigürasyonunda elde edilen kompresör sıkıştırma oranlarının daha yüksek olmasıdır.



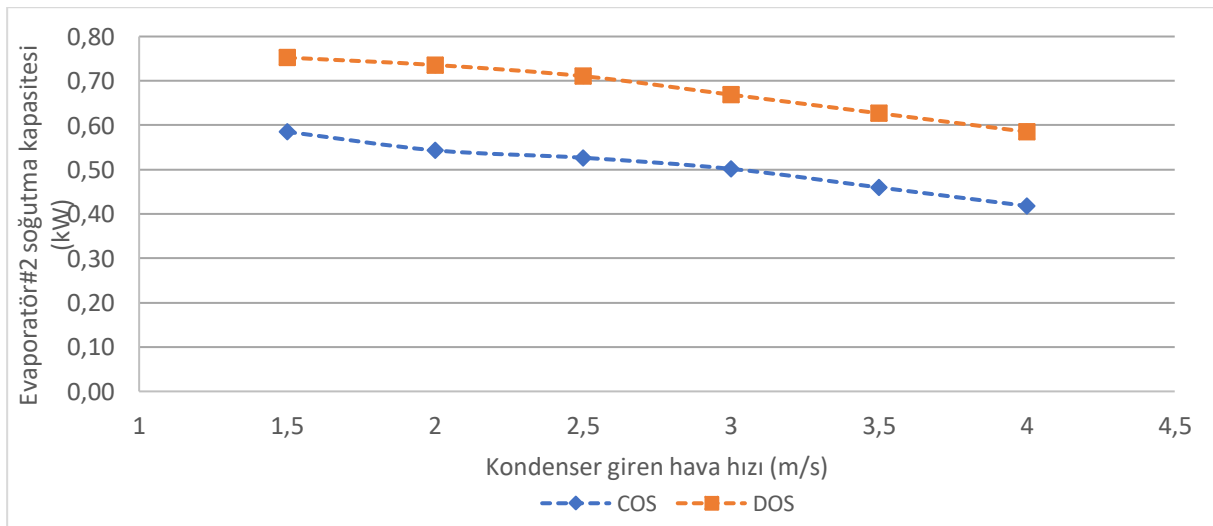
Şekil 4.16. Sıkıştırma Oranının kondensere giren hava hızlarına göre değişimi

İki farklı konfigürasyon için kondenser hava hızlarına bağlı kompresör gücü değerlerinin değişimi Şekil 4.17’de verilmiştir. Şekil 4.17 incelendiğinde kondenser hava hızlarının artmasıyla birlikte kompresör güçlerinin de arttığı görülmektedir. Sistemin COS konfigürasyonunda çalıştırıldığında daha yüksek kompresör gücü değerlerine ulaştığı görülmektedir. COS ve DOS konfigürasyonunda en yüksek değerleri veren hız ise 4 m/s olmuştur. 4 m/s değerinde COS konfigürasyonu için hesaplanan kompresör gücü değeri 0,61 kW iken DOS için 0,38 kW olmuştur. Bunun sebebi evaporatör#2’den geçen hava hızına bağlı kütleli debi miktarının daha yüksek olmasıdır. Örneğin 3 m/s’lik hava hızı değerinde DOS ve COS konfigürasyonlarında sırasıyla 0,36 kW- 0,59 kW’lık kompresör gücü değerleri hesaplanmıştır. Şekil 4.15 ve Şekil 4.16 grafiklerinde kompresör giriş basınçları yükseldikçe DOS’da sıkıştırma oranları daha yüksek, güç tüketimi daha düşük çıkmıştır. Kompresör giriş basınç deneylerinde sıkıştırma oranı ve kompresör gücü karşılaştırılmasına bakıldığında da tersi bir değerlendirme görülmektedir.



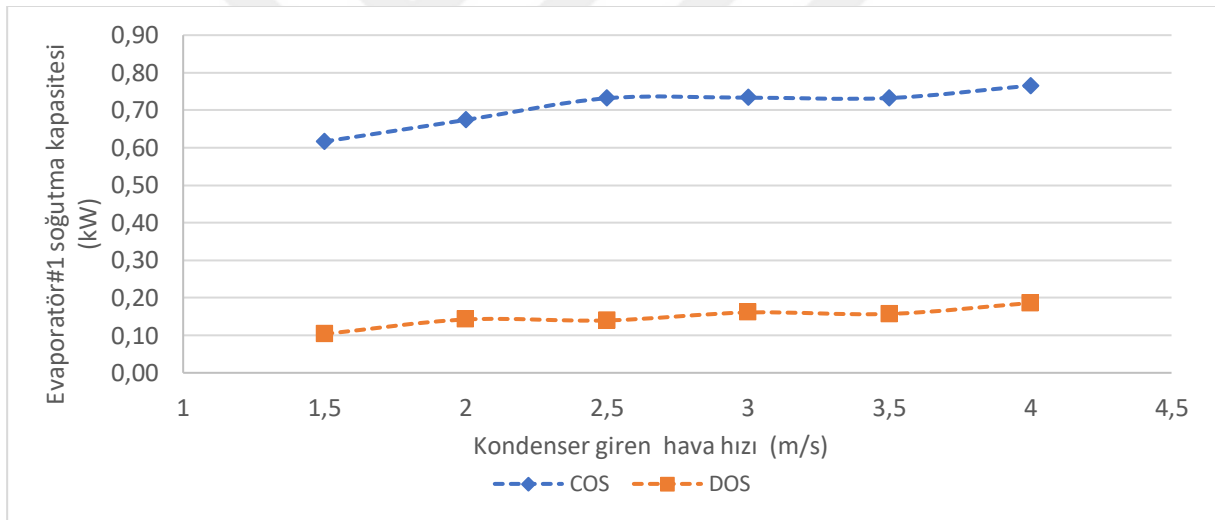
Şekil 4.17. Kompresör gücünün kondensere giren hava hızlarına göre değişimi

Evaporatör#2 soğutma gücü değerlerinin kondensere giren hava hızlarına bağlı olarak değişimleri Şekil 4.18’de görülmektedir. Sistem DOS modunda çalıştırıldığında elde edilen evaporatör#2 soğutma kapasitelerinin COS’a göre daha yüksek olduğu görülmektedir. DOS konfigürasyonu elde edilen Qevap#2 değerinin COS’ a göre %34 daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Örneğin 2,5 m/s kondenser giren hava hızında DOS 0,71 kW iken COS 0,53 kW olarak hesaplanmıştır. 2,5 m/s ve 3 m/s hava hızında COS ve DOS konfigürasyonları arasında sırasıyla %5- %6 oranında değişim görülmüştür.



Şekil 4.18. Evaporatör#2 soğutma kapasitesi kondensere giren hava hızlarına göre değişimi

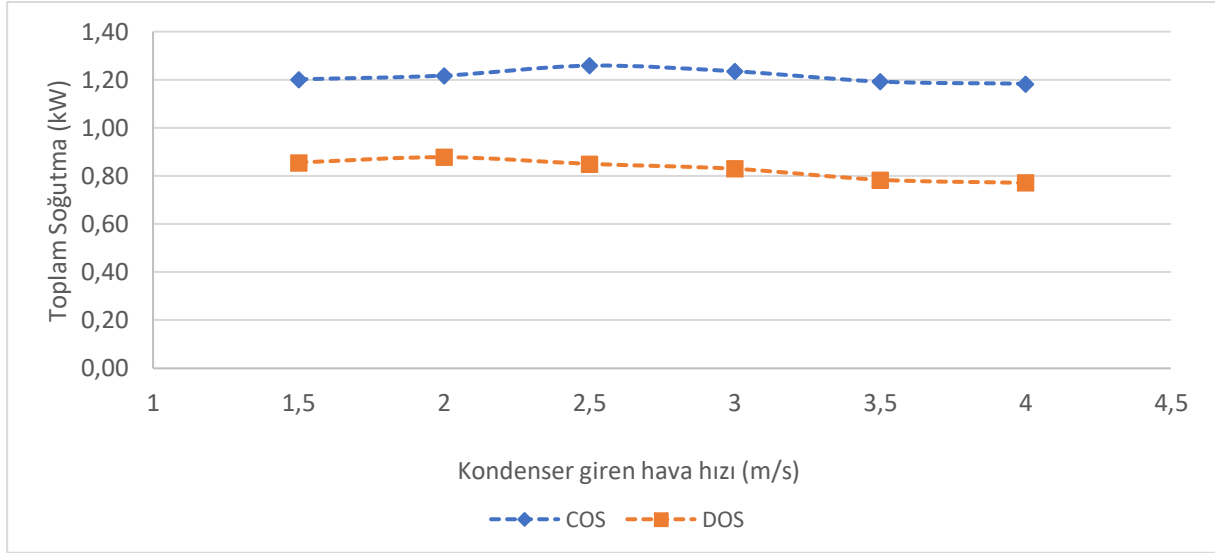
Şekil 4.19’de kondensere giren hava hızına bağlı olarak evaporatör#1 soğutma kapasitesi değerlerinin değişimleri görülmektedir. Şekil 4.19’da görüldüğü üzere kondensere giren hava hızı arttıkça evaporatör#1’in soğutma kapasitesinde artış görülmektedir. Ayrımına göre COS konfigürasyonunda kondenserden sonraki kuruluk derecesinin düşmesiyle kütleli debi artmaktadır. Örneğin 3 m/s kondenser hava hızında COS konfigürasyonu 0,73 kW iken DOS 0,16 kW olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.19’da görüldüğü üzere evaporatör#2 soğutma kapasitesi değerleri COS ve DOS konfigürasyonları için birbirine yakındır. Bunun nedeni evaporatör#1 giriş basınçlarının COS konfigürasyonda, DOS konfigürasyonuna göre daha yüksek basınçlara ulaşabilmesidir. COS konfigürasyonu kondenserden sonra ayrımın bir tarafı evaporatör#1’den devam etmektedir. Bundan dolayı COS’da DOS’a göre evaporatör#1 soğutma kapasitesi daha yüksek olmuştur. Örneğin 1,5 m/s hızda COS konfigürasyonu 0,62 kW iken DOS 0,10 kW olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.19. Evaporatör#1 soğutma kapasitesi kondensere giren hava hızlarına göre değişimi

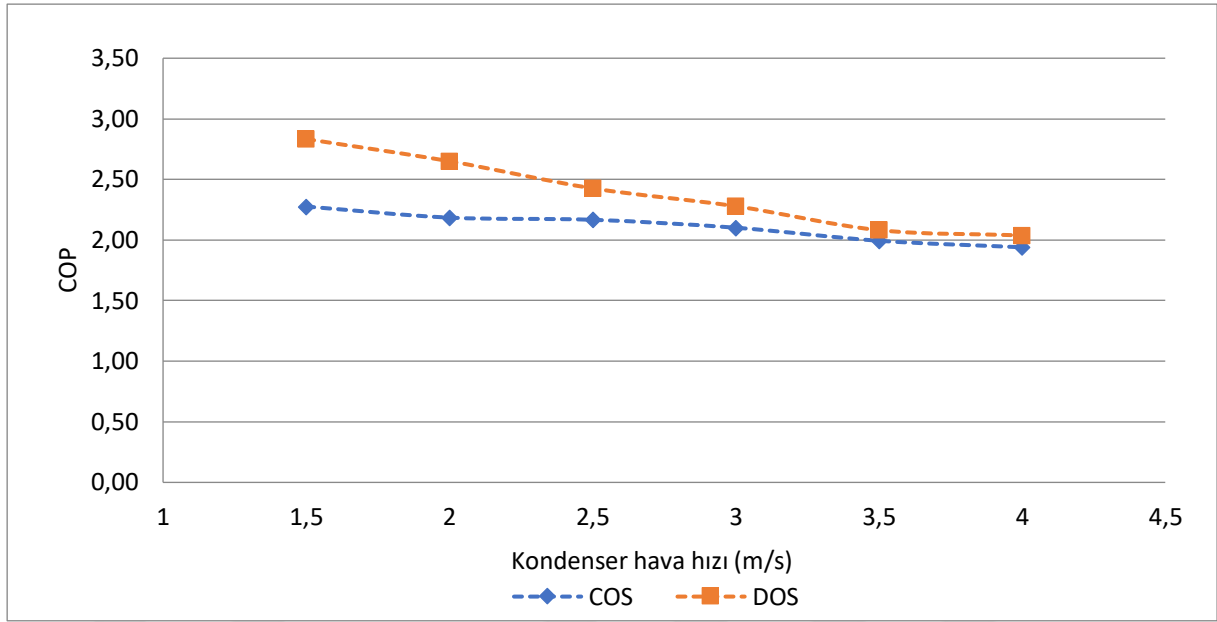
Şekil 4.20’de toplam soğutma kapasitesinin kondenser giren hava hızlarına bağlı değişimleri görülmektedir. Şekil 4.20 incelendiğinde COS modunun, DOS moduna göre hava hızlarının artmasıyla toplam soğutma kapasitelerinin azaldığı görülmektedir. Bu durumun nedeni evaporatörlerin birim kütle başına düşen enerji farkı COS konfigürasyonunda, DOS konfigürasyonuna göre daha azdır. Örneğin kondensere giren hava hızı değerinin 2 m/s olması durumunda soğutma kapasitesi değeri COS modu için 1,22 kW iken, DOS modu için 0,88 kW olmuştur. Bu durumda soğutma kapasitesi değeri COS’da DOS’a göre %39 oranında daha yüksek olmuştur. Şekil 4.18 ve Şekil 4.19 incelendiğinde DOS konfigürasyonu evaporatör#2 de daha yüksek soğutma kapasitelerine ulaşmışken COS konfigürasyonu evaporatör#1 soğutma

kapasitelerinde daha yüksek soğutma kapasitelerine ulaşmıştır. Evaporatör#2 soğutma kapasitesinde su giriş-çıkış sıcaklık farkı önemli bir faktördür. Örneğin kondensere giren hava hızı değerinin 4 m/s olması durumunda toplam soğutma kapasitesi değeri COS modu için 1,18 kW iken, DOS modu için 0,77 kW olmuştur.



Şekil 4.20. Toplam soğutma kapasitesinin kondensere giren hava hızlarına göre değişimi

Şekil 4.21’de iki farklı konfigürasyon için COP’nin kondensere giren hava hızlarına göre değişimi görülmektedir. COP değeri toplam soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olarak tanımlanmaktadır. Şekil 4.17 ve Şekil 4.21 incelendiğinde her iki grafik için de COS konfigürasyonu değerleri DOS konfigürasyonuna göre daha yüksek değerlerde çıkmıştır. Şekil 4.21’de sistem DOS modunda çalıştırıldığında elde edilen COP değerinin COS moduna göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Kondenser hava hızları 1,5 - 2,5 m/s aralığında COP’nin en yüksek değerlerine ulaştığı görülmektedir. Hava hızlarının 3 m/s ve üstü olduğu değerlerde COP değerinin azaldığı görülmektedir. Bunun başlıca nedeni COS ve DOS konfigürasyonlarının toplam soğutma değerlerindeki azalmadan kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.21. COP'nin kondensere giren hava hızlarına göre değişimi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada ejektör destekli iki evaporatörlü soğutma sisteminin performansı deneysel olarak belirlenmiştir. İki evaporatörlü ejektörlü sistemler genellikle COS konfigürasyonuna göre çalışmaktadır. Ancak bu durumda soğutucu akışkanın evaporatörlere ayrımı ejektörden önce yapıldığı için, ejektörün birinci girişine akışkanın tamamı ulaşamamaktadır. Bu durum ejektörün etkin çalışmasını sisteme olan katkısını kısıtlamaktadır. Ejektör kullanılan iki evaporatörlü çevrimlerde sistem konfigürasyonu değiştirilerek akışkanın tümü ejektörün birinci girişine getirilebilir. Bu tez çalışmasında deneysel ejektörlü iki evaporatörlü soğutma sisteminde DOS konfigürasyonu için sistem tasarımı yapılmış ve test edilmiştir. DOS modunda çalıştığında sistem; soğutucu akışkan kondenser çıkışı ayrıma uğramadan ejektör birinci girişine gelir ve ejektörün difüzör bölümünden çıktıktan sonra iki kola ayrılır. Difüzör çıkışında soğutucu akışkan akımlarından biri Evaporatör#2'ye gelir. Difüzör sonrası ikinci akım ise basıncı düşürülmek üzere TXV'den geçirilerek evaporatör#1'e gelir. Evaporatör#1'den çıkan soğutucu akışkan ejektörün ikinci girişine ve karışım odasına çekilir. Evaporatör#1'de dolaşan su akışının soğutulması için su çevrimi ile bağlantılı hale getirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda DOS ve COS sistemleri kıyaslanmış ve grafikler halinde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Farklı konfigürasyonlar için kompresör giriş basınçlarına bağlı, kondenser giriş hava sıcaklıklarına ve kondensere giren hava hızlarına göre test edilmiştir. Deneyler farklı kompresör basınçları, kondenser giren hava sıcaklıkları ve hızlarına göre yapılmıştır. Her iki durum için sistem ayrı ayrı test edilmiştir. Testlerde sistem önce COS konfigürasyonuna göre çalıştırılmış, COS deneyleri tamamlandığında DOS konfigürasyonuna göre deneyler yapılmıştır. Aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

Kompresörün giriş basınçlarına bağlı olarak yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar;

- DOS modunda elde edilen evaporatör#2 superheat değerleri COS moduna göre düşük olduğu tespit edilmiştir.
- COS ve DOS sistemlerinde superheat değeri, kompresör giriş basıncı arttıkça azalma eğilimi göstermiştir.
- COS konfigürasyonu ile karşılaştırıldığında DOS'da kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değerleri ortalama %6 daha düşük bulunmuştur.

- Soğutma kapasitesi değerleri COS’da DOS’a göre daha yüksek olmuştur. COS modunda elde edilen toplam soğutma kapasitesi DOS’a göre %16 oranında daha yüksek olmuştur.
- Sıkıştırma oranı, kompresör giriş basıncı arttıkça her iki sistemde de azalma eğilimi göstermiştir. DOS sisteminde sıkıştırma oranı COS sistemine göre daha yüksek bulunmuştur. Bu durum toplam soğutma kapasitesi değerleri açısından COS’un daha verimli çalışabileceğini ve enerji tüketimini optimize edebileceğini göstermektedir.

Kondenser giriş hava sıcaklıklarına bağlı olarak yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar;

- Düşük kondenser giriş hava sıcaklıklarında aşırı soğutma (subcooling) değerlerinin COS’da DOS’a göre daha yüksek olduğu görülmüştür.
- Kompresör giriş basınçları her iki konfigürasyon için de hava sıcaklığı arttıkça artmış, fakat COS konfigürasyonundaki artış miktarı daha fazla olmuştur.
- Yoğuşma basıncı ve yoğuşma sıcaklıklarının kondensere giren hava sıcaklığına göre değişimi, DOS sisteminde de benzer bir artış eğilimi göstermiş, ancak belirli bir noktada (yaklaşık 28-30°C) yoğuşma basıncı biraz daha yavaş artmıştır.
- Kompresör güç değerleri DOS’da COS’a göre daha düşük olmuştur.

Kondensere giren hava akımı hızlarına bağlı olarak yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar;

- Kompresör giriş basıncı, kondensere giren hava hızı arttıkça hafif bir artış göstermiştir.
- Sistem kondensere giren hava akımı hızlarına göre incelendiğinde COS’da daha yüksek kompresör giriş basınçlarını gerektirdiğini ve DOS’da ise daha düşük basınçlarla çalışarak COP değeri açısından avantaj sağladığı belirlenmiştir.

Tüm sonuçlar göz önüne alındığında, çift evaporatörlü ejektör sisteminin DOS konfigürasyonuna göre çalıştırılması durumunda soğutucu akışkan ayrımının tam olarak sağlandığı ve sistemin etkin bir şekilde çalıştırılabildiği sonucuna ulaşılmıştır.

KAYNAKÇA

- [1] Dupont, J. L., Domanski, P., Lebrun, P., & Ziegler, F. *The role of refrigeration in the global economy*. Fransa, 2019, pp.4-12.
- [2] Cimşit, C., & Öztürk, İ. T. (2014). Buhar sıkıştırılmalı-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimi ve alternatif çevrimlerle karşılaştırılması. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34(1), 19-26.
- [3] Sağ, N. B. (2015). Soğutma çevriminde genleşme işi geri kazanımı için ejektörün kullanılabilirliğinin deneysel araştırılması, Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2015, 422160.
- [4] Lawrence, N., & Elbel, S. (2013). Theoretical and practical comparison of two-phase ejector refrigeration cycles including First and Second Law analysis. *International Journal of Refrigeration*, 36(4), 1220-1232.
- [5] Zhang, Z., Feng, X., Tian, D., Yang, J., & Chang, L. (2020). Progress in ejector-expansion vapor compression refrigeration and heat pump systems. *Energy conversion and management*, 207, 112529.
- [6] B. M. Tashtoush, M. A. Al-Nimr, ve M. A. Khasawneh, “A Comprehensive Review Of Ejector Design, Performance, And Applications”, *Appl Energy*, c. 240, ss. 138-172, Nis. 2019, doi: 10.1016/J.APENERGY.2019.01.185.
- [7] Gosney, W. B. (1982). Principles of refrigeration.
- [8] Stoecker, W. F. (1958). Steam-jet refrigeration. *Refrigeration and Air Conditioning*, 194-205.
- [9] Li, Li, C., Li, Y., Cai, W., Hu, Y., Chen, H., & Yan, J. (2014). Analysis on performance characteristics of ejector with variable area-ratio for multi-evaporator refrigeration system based on experimental data. *Applied thermal engineering*, 68(1-2), 125-132.
- [10] Taş, H., Bilgin, N., Şentürk, U., & Güngör, A. (2015). Soğutma Çevrimlerinde Ejektör Kullanımının Araştırılması. *Tesisat Mühendisliği*, 149, 70-88.
- [11] Lawrence, N., & Elbel, S. (2012). Experimental and analytical investigation of automotive ejector air-conditioning cycles using low-pressure refrigerants.
- [12] Ünal, Ş., & Yilmaz, T. (2015). Thermodynamic analysis of the two-phase ejector air-conditioning system for buses. *Applied Thermal Engineering*, 79, 108-116.
- [13] Ünal, Ş., Erdinç, T., & Kutlu, Ç. (2016). Çift buharlaştırıcılı ve ejektörlü bir soğutma sisteminin termodinamik analizi. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31(4), 1039-1047.
- [14] Kim, S., Jeon, Y., Chung, H. J., & Kim, Y. (2018). Performance optimization of an R410A air-conditioner with a dual evaporator ejector cycle based on cooling seasonal performance factor. *Applied Thermal Engineering*, 131, 988-997.
- [15] Baek, S., Ko, S., Song, S., & Ryu, S. (2018). Numerical study of high-speed two-phase ejector performance with R134a refrigerant. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 1071-1082.
- [16] Çalışkan, O. (2022). *CO2 akışkanlı ejektör genleştircili süpermarket soğutma sistemlerinin Türkiye iklim şartlarında termodinamik, çevresel ve termoekonomik analizi* (Doctoral dissertation, Ph. D. dissertation, Konya Technical University, Konya, Türkiye, 2022).

- [17] İşkan, Ü., & Direk, M. (2022). Evaluation of the effects of entrainment ratios on the performance parameters of a refrigeration machine having dual evaporator ejector system with R134a and R456A. *Thermal Science and Engineering Progress*, 33, 101345.
- [18] Hacipasaoglu, S. G., & Ozturk, I. T. (2023). Energy and exergy analysis in the ejector expansion refrigeration cycle under optimum conditions. *International Advanced Researches & Engineering Journal (IAREJ)*, 7(1).
- [19] Tiji, A. T., & Jadidi, A. M. (2023). Energy and exergy analysis of a novel ejector-expansion refrigeration system based on condenser outlet split cycle. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 148, 104700.
- [20] İşkan, Ü., Kahraman, M. C., & Direk, M. (2023). Comparison of R134a and R516A's performance at different air velocities in two evaporator ejector cooling system. *Hittite Journal of Science and Engineering*, 10(1), 69-76.
- [21] Jain, V., Khurana, S., Parinam, A., Sachdeva, G., Goel, A., & Mudgil, K. (2024). Experimental analysis of an ejector assisted dual-evaporator vapor compression system. *Energy Conversion and Management*, 300, 117966.
- [22] Fingas, R., Haida, M., Smolka, J., Besagni, G., Bodys, J., Palacz, M., & Nowak, A. J. (2024). Experimental analysis of the air-to-water ejector-based R290 heat pump system for domestic application. *Applied Thermal Engineering*, 236, 121800.
- [23] Elbel, S. (2011). Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications. *International Journal of Refrigeration*, 34(7), 1545-1561.
- [24] Alsouda, F., Bennett, N. S., Saha, S. C., Salehi, F., & Islam, M. S. (2023). Vapor compression cycle: a state-of-the-art review on cycle improvements, water and other natural refrigerants. *Clean Technologies*, 5(2), 584-608.
- [25] Al-Sayyab, A. K. S., Navarro-Esbrí, J., & Mota-Babiloni, A. (2022). Energy, exergy, and environmental (3E) analysis of a compound ejector-heat pump with low GWP refrigerants for simultaneous data center cooling and district heating. *International Journal of Refrigeration*, 133, 61-72.
- [26] Ü. İşkan, "Düşük Gwp'li Soğutucu Akışkanların Kullanımında Ejektörlü Soğutma Sisteminin Performans Analizi" Yüksek Lisans Tezi, Yalova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yalova, 2022, 728324.
- [27] B. Üğüdü, "Çift Evaporatörlü Ejektör Destekli Soğutma Sisteminin Deneysel Performans Analizi" Yüksek Lisans Tezi, Yalova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yalova, 2023, 788486.
- [28] Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Molés, F., Cervera, Á. B., Peris, B., & Verdú, G. (2016). A review of refrigerant R1234ze (E) recent investigations. *Applied Thermal Engineering*, 95, 211-222.
- [29] İşkan, Ü., & Direk, M. (2022). Evaluation of the effects of entrainment ratios on the performance parameters of a refrigeration machine having dual evaporator ejector system with R134a and R456A. *Thermal Science and Engineering Progress*, 33, 101345.

ÖZGEÇMİŞ

İlk ve orta öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 2015 yılında Mersin Üniversitesinde Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümüne başladı. 2017 yılında yatay geçiş ile Karabük Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümüne geçiş yaptı. Karabük Üniversitesinden 2020 yılında mezun oldu. 2022 yılından beri Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümünde yüksek lisans yapmaktadır. Temmuz 2020 yılında mühendislik firmasında VRV/VRF projelerinde Proje Mühendisi olarak çalışmıştır. 2024 yılının başından itibaren güneş enerjisi sektöründe özel bir şirkette çalışmaktadır.

TEZDEN ÜRETİLEN YAYINLAR

[1] Çetin G., İşkan Ü., Direk M., (2024) Evaluation of the performance of the ejector refrigeration system with dual evaporators operating with ejector outlet split according to the condenser air velocities, 5th International Bursa Scientific Researchs Congress (01-03 March 2024, Bursa, TÜRKİYE) /s.381

DİĞER YAYINLAR

[1] İşkan, Ü., Çetin, G., Kahraman, M. C., Direk, M. (2023). R515A soğutucu akışkanlı tek kompresör ve iki buharlaştırıcı deneysel soğutma sisteminde ejektör sürüklenme oranının ve yoğuşma sıcaklığının performans parametrelerine etkisinin incelenmesi. Journal of Innovative Engineering and Natural Science, 3(1), 53-66. <https://doi.org/10.29228/JIENS.66276>

[2] Direk M, et al. Experimentally Performance Evaluation of a Dual Evaporator Ejector Refrigeration System with Diffuser Outlet Split Configuration under Varied Compressor Inlet Pressures. Hittite J Sci Eng. 2024;11(2):49-56