T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ TRANSKRİTİK KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Yasin ÖZKAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Kasım, 2025

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ TRANSKRİTİK KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Yasin ÖZKAN tarafından hazırlanan tez çalışması 05.11.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Aliihsan KOCA, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Ejektör Genleştiricili Transkritik Kaskad Soğutma Sistemlerinde Enerji ve Ekserji Analizi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Yasin ÖZKAN

İmza

Aileme

ve

eşime

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının her aşamasında akademik bilgisi, tecrübesi ve rehberliğiyle çalışmama yön veren, değerli katkıları ve desteğiyle sürece ışık tutan kıymetli danışmanım Prof. Dr. Ahmet Selim Dalkılıç'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini fedakârca sunan, varlıklarıyla daima güç, umut ve ilham kaynağım olan eşim Safiye Nur Özkan'a, annem Nermin Özkan'a, babam Aydın Özkan'a ve abim Tahsin Özkan'a en derin şükranlarımı sunarım. Onların sabrı, inancı ve sevgisi, bu süreci tamamlamamda en büyük etken olmuştur.

Ayrıca tez sürecinde bilgi paylaşımı ve teknik konulardaki katkılarıyla destek sunan değerli meslektaşım Ozan Akbaş'a teşekkür ederim.

Yasin ÖZKAN

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii
KISALTMA LİSTESİ ix
İNDİS LİSTESİ x
ŞEKİL LİSTESİ xi
TABLO LİSTESİ xiii
ÖZET xiv
ABSTRACT xvi
1 GİRİŞ 1
1.1 Soğutucu Akışkanlar ve Küresel Etkileri 2
1.1.1 Ozon Tüketme Potansiyeli 4
1.1.2 Küresel Isınma Potansiyeli 5
1.2 Soğutucu Akışkanlara Yönelik Uluslararası Anlaşmalar ve Anlaşmalardan Kaynaklanan Yükümlülükler 6
1.2.1 Viyana Sözleşmesi 6
1.2.2 Montreal Protokolü 6
1.2.3 Kigali Değişikliği 7
1.2.4 Kyoto Protokolü 7
1.2.5 Paris iklim anlaşması 7
1.2.6 F-Gaz Yönetmeliği 8
1.3 Çalışmada Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri 9
1.3.1 Soğutucu Akışkan Olarak R744 9
1.3.2 Soğutucu Akışkan Olarak R290 10
1.3.3 Soğutucu Akışkan Olarak R41 10
1.3.4 Soğutucu Akışkan Olarak R170 11

1.3.5 Soğutucu Akışkan Olarak Xe 12

2 LİTERATÜR **14**

3 ÇEVRİM YAPISI VE BİLEŞENLERİ **22**

3.1 Çevrim Yapıları ve P-h Diyagramları 22

3.1.1 Geleneksel Kaskad Soğutma Sistemi 22

3.1.2 Ejektör Entegreli Kaskad Soğutma Sistemi 24

3.2 Soğutma Sisteminde Kullanılan Ana Bileşenler 26

3.2.1 Kompresör 26

3.2.2 Gaz Soğutucu 26

3.2.3 Genleşme Vanası 27

3.2.4 Buharlaştırıcı 27

3.2.5 Sıvı Ayırıcı 27

3.2.6 Isı Değiştirici 28

3.2.7 Ejektör 28

4 MATERYAL METOT **29**

4.1 Çalışmanın Kapsamı ve Hedefi 29

4.2 Kullanılan Yöntem ve Simülasyon Aracı 29

4.3 İncelenen Çalışma Parametreleri 31

4.4 Ejektör Entegreli Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi 31

4.4.1 Termodinamik Modellemede Kabul Edilen Varsayımlar 31

4.4.2 Geleneksel Kaskad Sistem Enerji Analizi Denklemleri 32

4.4.3 Geleneksel Kaskad Sistem Ekserji Analizi Denklemleri 35

4.4.4 Ejektörlü Kaskad Sistem Enerji Analizi Denklemleri 38

4.4.5 Ejektörlü Kaskad Sistem Ekserji Analizi Denklemleri 41

4.4.6 Ejektör Modeli 44

4.4.7 Termodinamik Modelleme Denklemlerinin Çözüm Algoritması 47

5 BULGULAR VE TARTIŞMA **49**

5.1 Soğutma Etkinlik Katsayısının (COP) Parametrik İncelenmesi 49

5.1.1 Gaz Soğutucu Basıncının COP Üzerindeki Etkisi 49

5.1.2 Gaz Soğutucu Çıkış Sıcaklığının COP Üzerindeki Etkisi 52
5.1.3 Buharlaştırıcı Sıcaklığının COP Üzerindeki Etkisi 54
5.1.4 Isı Değiştirici Buharlaşma Sıcaklığının COP Üzerindeki Etkisi 56
5.2 Ekserji Analizi ve Bileşen Bazlı Değerlendirme 57
5.2.1 Gaz Soğutucu Basıncının Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi 57
5.2.2 Gaz Soğutucu Çıkış Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi 60
5.2.3 Buharlaştırıcı Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi 61
5.2.4 Kaskad Isı Değiştiricisi Buharlaşma Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi 63
5.2.5 Bileşen Bazlı Ekserji Yıkımı ve Verimi Üzerine Değerlendirmeler 72
6 SONUÇ **75**
KAYNAKÇA **78**
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **82**

SİMGE LİSTESİ

a	Alan (m^2)
y^*	Bağıl ekserji yıkım oranı
P	Basınç (kPa)
$\dot{E}_x$	Ekserji (kW)
ε	Ekserji verimliliği
y	Ekserji yıkım oranı
$\dot{W}$	Elektriksel güç tüketimi (kW)
h	Entalpi ($kJ \cdot kg^{-1}$)
s	Entropi ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
R170	Etan
R41	Florometan
u	Hız ($m \cdot s^{-1}$)
$\dot{Q}$	Isıl kapasite (kW)
R774	Karbondioksit
$\boldsymbol{\omega}$	Karışım Oranı
x	Kuruluk Derecesi
$\dot{m}$	Kütlesel debi ($kg \cdot s^{-1}$)
Xe	Ksenon
v	Özgül hacim ($m^3 \cdot kg^{-1}$)
R290	Propan
T	Sıcaklık (°C)
η	Verim
ρ	Yoğunluk ($kg \cdot m^{-3}$)

KISALTMA LİSTESİ

CFC	Kloroflorokarbon
COP	Soğutma Performans Katsayısı
EES	Mühendislik Denklem Çözücüsü
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli
HCF	Hidroflorokarbon
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFO	Hidrofloroolefinler
LCCP	Yaşam Boyu İklim Performansı
ODP	Ozon Tüketme Potansiyeli
PR	Basınç Oranı
SGE	Sera Gaz Emisyonu
TEWI	Toplam Eşdeğer Isıtma Etkisi

İNDİS LİSTESİ

B	Buharlaştırıcı
DİF	Difüzör
EJE	Ejektör
GS	Gaz Soğutucu
ID	Isı Değiştirici
KS	Kısılma Vanası
Komp	Kompresör
M	Mekanik
T	Termal

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 CFC bileşiklerinin ultraviyole ışını etkisiyle ayrışarak ozon moleküllerini parçalama mekanizması [9] **5**
Şekil 1.2 R744 soğutucu akışkanına ait p-h diyagramı **9**
Şekil 1.3 R290 soğutucu akışkanına ait p-h diyagramı **10**
Şekil 1.4 R41 soğutucu akışkanına ait p-h diyagramı **11**
Şekil 1.5 R170 soğutucu akışkanına ait p-h diyagramı **12**
Şekil 1.6 Xe soğutucu akışkanına ait p-h diyagramı **13**
Şekil 3.1 Geleneksel kaskad buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi **22**
Şekil 3.2 Geleneksel kaskad buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi p-h diyagramı **23**
Şekil 3.3 Ejektörlü kaskad buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi **24**
Şekil 3.4 Ejektörlü kaskad buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi p-h diyagramı **25**
Şekil 3.5 Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörün yapısı [33] **28**
Şekil 4.1 EES yazılmı ekran görüntüsü **30**
Şekil 4.2 Ejektör şematik gösterimi **45**
Şekil 4.3 Ejektör çözüm algoritması şematik gösterimi **48**
Şekil 5.1 Gaz soğutucu basıncının COP üzerindeki etkisi **50**
Şekil 5.2 Gaz soğutucu basıncının COP üzerindeki etkisi [16] **51**
Şekil 5.3 Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının COP üzerindeki etkisi **52**
Şekil 5.4 Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının COP üzerindeki etkisi [41] **53**
Şekil 5.5 Buharlaştırıcı sıcaklığının COP üzerindeki etkisi **55**
Şekil 5.6 Buharlaştırıcı sıcaklığının COP üzerindeki etkisi [30] **55**
Şekil 5.7 Isı değiştirici buharlaşma sıcaklığının COP üzerindeki etkisi **56**
Şekil 5.8 Gaz soğutucu basıncının toplam ekserji üzerindeki etkisi **58**
Şekil 5.9 Gaz soğutucu basıncının toplam ekserji üzerindeki etkisi [16] **59**
Şekil 5.10 Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının ekserji üzerindeki etkisi **60**
Şekil 5.11 Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının ekserji üzerindeki etkisi [41] **61**
Şekil 5.12 Buharlaştırıcı sıcaklığının ekserji üzerindeki etkisi **62**
Şekil 5.13 Buharlaştırıcı sıcaklığının ekserji üzerindeki etkisi [42] **63**

Şekil 5.14 Isı değiştirici buharlaşma sıcaklığının ekserji üzerindeki etkisi**.....64**

Şekil 5.15 Literatürdeki ejektörlü sistemin bileşenlerine ait ekserji verimlilikleri [23]**.....74**

TABLO LİSTESİ

Tablo 5.1 R744/R290 geleneksel kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları **65**

Tablo 5.2 R744/R290 ejektör entegreli kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları **66**

Tablo 5.3 R744/R41 geleneksel kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları **67**

Tablo 5.4 R744/R41 ejektör entegreli kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları **68**

Tablo 5.5 R744/R170 geleneksel kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları **69**

Tablo 5.6 R744/R170 ejektör entegreli kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları **70**

Tablo 5.7 R744/Xe geleneksel kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları **71**

Tablo 5.8 R744/Xe ejektör entegreli kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları **72**

ÖZET

Ejektör Genleştiricili Transkritik Kaskad Soğutma Sistemlerinde Enerji ve Ekserji Analizi

Yasin ÖZKAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Günümüzde çevresel etkileri düşük olan doğal soğutucu akışkanların kullanımı, iklim değişikliğiyle mücadele kapsamında önem kazanmaktadır. R744 gibi düşük GWP değerine sahip soğutkanlar, çevresel sürdürülebilirlik açısından önemli bir alternatif olarak öne çıkmaktadır. Ancak R744'ün transkritik sıcaklıklarda çalışması ve yüksek işletme basınçları, sistem performansını sınırlayabilmektedir. Ayrıca, çok düşük sıcaklık gerektiren uygulamalarda tek kademeli sistemler teknik sınırlamalar nedeniyle yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle R744 kullanılan sistemlerde ejektör gibi yardımcı ekipmanların entegrasyonu performansı artırırken; kaskad yapıda tasarlanan sistemler ise yüksek ve düşük sıcaklık bölgelerinin ayrı çevrimlerle yönetilmesini sağlayarak düşük sıcaklık uygulamalarında daha kararlı ve yüksek performanslı bir çalışma sunmaktadır.

Bu çalışmada, yüksek sıcaklık çevriminde R744, düşük sıcaklık çevriminde ise R290, R170, R41 ve Xe kullanılan kaskad sistemlerin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Gaz soğutucu basıncı, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı ve ısı değiştiricideki buharlaşma sıcaklığı gibi çevrim

parametrelerinin incelendiği bu kaskad sistemler, ejektör genleştiricili ve geleneksel genleşme vanalı yapılandırmalar olarak modellenmiş olup EES yazılımı ile analiz edilmiştir. Termodinamik analiz sonuçlarına göre, ejektör genleştiricili sistemlerin kullanımı COP değerlerinde %15-20 oranında artış sağlanmıştır. Çalışmada en yüksek COP değeri, R744/R290 kaskad sisteminde elde edilmiştir. Bileşen bazlı ekserji analizine göre, geleneksel sistemlerde en yüksek ekserji kaybı genleşme vanasında meydana gelmiştir. Ejektör entegrasyonu ise sistemin toplam ekserji yıkımını %27-30 oranında azaltmıştır. Son olarak, gaz soğutucu basıncının sistem performansı üzerinde belirleyici bir parametre olduğu ve COP açısından optimum değerlerin 8500-8600 kPa aralığında yer aldığı tespit edilmiştir.

Elde edilen bulgular, düşük sıcaklık düzeyinde çalışan kaskad sistemlerin performansının ejektör entegrasyonu ile anlamlı biçimde artırılabildiğini ortaya koymuştur. Ayrıca, kullanılan soğutkan tipi ve çevrim parametrelerinin bu iyileşme üzerinde belirleyici bir rol oynadığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: R744, ejektör, enerji, ekserji, kaskad soğutma

ABSTRACT

Energy and Exergy Analysis of Transcritical Cascade Refrigeration Systems with Ejector Expanders

Yasin ÖZKAN

Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Today, the use of natural refrigerants with low environmental impact has gained importance in mitigating climate change. Refrigerants with low GWP, such as R744, have emerged as promising alternatives in terms of environmental sustainability. However, operating at transcritical temperatures and under high pressures limits the performance of systems using R744. In addition, single-stage systems become insufficient in applications requiring very low temperatures due to technical limitations. Therefore, while the integration of auxiliary components such as ejectors into R744 based systems enhances overall system performance, cascade configurations, by managing the high and low temperature zones through separate refrigeration cycles, provide more stable and higher performance operation in low temperature applications.

In this study, energy and exergy analyses were conducted for cascade systems using R744 in the high-temperature cycle and R290, R170, R41, and Xe in the low-temperature cycle. These cascade systems, in which cycle parameters such as gas cooler pressure, gas cooler outlet temperature, evaporator temperature, and evaporating temperature in the heat exchanger were examined, were modeled as

configurations with ejector expansion and conventional expansion valve, and analyzed using EES software. According to the thermodynamic analysis results, the use of ejector expansion systems led to a 15-20% increase in COP values. The highest COP value obtained in the scope of the study was achieved in the R744/R290 cascade system. According to the component based exergy analysis, the highest exergy destruction was calculated in the expansion valve of the conventional systems. Ejector integration reduced the total exergy destruction of the system by 27-30%. Finally, gas cooler pressure was identified as a key parameter affecting system performance, and the optimum values in terms of COP were found to be in the range of 8500-8600 kPa.

The findings demonstrated that the performance of cascade systems operating at low temperature levels can be significantly enhanced through ejector integration. Additionally, the type of refrigerant used and the selected cycle parameters were found to play a decisive role in the extent of this improvement.

Keywords: R744, ejector, energy, exergy, cascade cooling

1
GİRİŞ

Günümüzde, enerji tüketimi ve sera gazı emisyonları ile ilişkili çevresel etkiler, soğutma teknolojilerinde daha verimli ve çevre dostu çözümler geliştirme gerekliliğini ortaya koymaktadır. Çeşitli faaliyetler sonucu ortaya çıkan aşırı SGE, sürdürülebilir kalkınma hedeflerine ters düşmektedir [1]. Küresel ısınma ve iklim değişikliğiyle ilgili toplumsal farkındalığın artması atmosferdeki CO_2 seviyelerini azaltılmasına katkı sağlayacak yenilikçi yaklaşımların önünü açmaktadır [2].

Karbon emisyonlarının küresel ölçekte ciddi bir çevresel sorun hâline gelmesiyle birlikte, Paris Anlaşması Dünya'nın ortalama yüzey sıcaklığındaki artışın yüzyıl sonuna kadar 2 °C'yi geçmemesi ve mümkünse 1,5 °C düzeyine çekilmesi hedeflenmektedir [3]. Avrupa Parlamentosu, 2050 yılına kadar iklim nötrlüğüne ulaşmayı desteklemektedir. Çin, emisyon artışını 2030 yılına dek durdurmayı ve 2060 itibarıyla net sıfır emisyona ulaşmayı hedeflemektedir [4]. Bu bağlamda, ticari süpermarketler gibi yoğun enerji tüketimi gerektiren alanlarda soğutma sistemlerinin verimli hale getirilmesi büyük önem taşımaktadır. Endüstrileşmiş ülkelerde, süpermarketlerin yıllık elektrik tüketiminin önemli bir bölümünün soğutma sistemlerinden kaynaklandığını göstermektedir [5].

Soğutucu akışkanlara ilişkin düzenlemeler, iklim değişikliğinin etkilerini azaltmaya yönelik kritik adımlar arasında yer almaktadır. HCFC'ler ve HFC'ler, yüksek GWP sahip olmaları nedeniyle iklim değişikliği üzerinde olumsuz etkileri olmaktadır [6]. Bu nedenle, Montreal Protokolü ve Kigali Değişikliği gibi uluslararası düzenlemeler, yüksek GWP'li soğutucu akışkanların kullanımını sınırlandırmayı amaçlamaktadır. Alternatif olarak, çevre dostu soğutucuların kullanılması ve soğutma sistemlerinde enerji tüketimini azaltarak COP değerlerini iyileştiren tasarımların benimsenmesi de etkili bir çözüm olarak öne çıkmaktadır.

HFC'ler, HCFC'ler ve CFC'ler gibi sentetik soğutucu akışkanların yaygın kullanımı, ozon tabakasının incelmesine ve küresel ısınmanın artmasına neden olmaktadır. Montreal Protokolü, Kyoto Protokolü ve F-GAS yönetmelikleri gibi uluslararası antlaşmalar, yüksek GWP veya ODP sahip soğutucuların kullanımına yönelik kısıtlamalar getirmiştir. Bu bağlamda, R744 çevre dostu doğal bir çalışma akışkanı olarak öne çıkmaktadır. ODP'si 0 ve GWP'si 1 olan R744, düşük maliyetli, toksik olmayan, yanmaz ve uygun ısıl iletkenlik özelliklerine sahip bir alternatiftir. Ancak, CO_2'nin 31,1°C düşük kritik sıcaklığı ve 7,38 MPa yüksek kritik basıncı, soğutma sistemlerinde yüksek basınçlı çalışma koşullarına ve kayıpların artmasına neden olmaktadır. Transkritik R744 soğutma çevrimlerinde, yüksek basınç tarafındaki çalışma basınçları genellikle 8 ila 13 MPa arasında değişmektedir. Bu büyük basınç farkı, kısılma kayıplarını artırarak sistem performansının azalmasına sebep olmaktadır [7].

Bu nedenle, araştırmacılar, R744 transkritik soğutma çevrimlerinde COP artırmanın yollarını araştırmaktadır. Son yıllarda, bu bağlamda ejektörlerin kullanımı önemli bir araştırma alanı haline gelmiştir. Transkritik çevrimlerde genleşme vanası yerine ejektör kullanımı, kısılma kayıplarını ve ekserji yıkımını önemli ölçüde azaltabilir. Ejektör kullanımı yalnızca sistem COP değerini artırmakla kalmayıp, aynı zamanda ekserji verimliliğini de büyük ölçüde iyileştirmektedir. Yapılan çalışmaları, transkritik CO_2 soğutma çevriminde ejektör veya genleştirici kullanmanın, büyük basınç farkları ve yüksek basınç seviyelerinden kaynaklanan ekserji kayıplarını önemli ölçüde azaltabileceğini göstermiştir. Bu bağlamda, ejektörlü transkritik R744 soğutma çevrimlerinin performans artışı açısından sunduğu potansiyel, araştırmalarda önemli bir odak noktası oluşturmaktadır.

1.1 Soğutucu Akışkanlar ve Küresel Etkileri

Soğutma, bir ortamdan ısının uzaklaştırılarak sıcaklığının istenen seviyeye düşürülmesi ve bu seviyede tutulmasını amaçlayan bir termodinamik işlemdir.

Soğutucu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma süreçleri aracılığıyla faz değişimi gerçekleştirerek ısı transferini sağlar. Tipik bir soğutma çevriminde, soğutucu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak ortamdan ısıyı soğurur; ardından kondenserde yoğuşarak bu enerjiyi dış ortama geri verir. Bu çevrimsel dönüşüm

sayesinde enerji taşınımı etkin şekilde sağlanır. Ancak soğutucu akışkanların sistemde güvenli, verimli ve ekonomik biçimde görev yapabilmesi için belirli fiziksel ve kimyasal özellikleri taşıması gerekir. Bu nedenle, kullanılacak akışkanın teknik ve çevresel kriterler açısından uygunluğu dikkatle değerlendirilmelidir.

Soğutucu akışkandan istenen şartlar;

- Kritik sıcaklığı yüksek seviyelerde olmalıdır.
- Yanıcı, zehirli veya patlayıcı özellik göstermemelidir.
- Isı iletim katsayısı uygun seviyede olmalıdır.
- Donma noktası, sistemin minimum çalışma sıcaklığının altında olmalıdır.
- Kimyasal olarak kararlı olmalı, tesisat malzemelerine zarar vermemelidir.
- Yağlayıcılarla reaksiyona girerek yağın özelliklerini değiştirmemelidir.
- Gizli buharlaşma ısısı yüksek düzeyde olmalıdır.
- Düşük yoğuşma basıncına sahip olmalıdır.
- Buharlaşma basıncı çevre basıncından yüksek olmalıdır.
- Düşük özgül hacimli olmalıdır.
- Akışkanın viskozitesi olabildiğince düşük olmalıdır.
- Elektriksel olarak yalıtkan özellikte olmalıdır.
- Akışkan kaçağı kolayca fark edilebilmelidir.
- Maliyeti düşük olmalıdır.
- Kompresör emiş hattı gaz yoğunluğu yüksek olmalıdır.

Bugüne kadar birçok farklı soğutucu akışkan geliştirilmiş; ancak bazıları toksik etkileri, çevresel zararlılığı veya düşük performans kriterleri nedeniyle kullanım dışı bırakılmıştır. Keşfedilen bazı soğutkanların COP değerleri yetersiz bulunduğundan, bu maddelerin özelliklerinin iyileştirilmesine yönelik çeşitli araştırmalar yapılması kaçınılmaz hâle gelmiştir.

Yapay soğutkanların geliştirilmesinden önce, hava, su, amonyak gibi doğal akışkanlar yaygın olarak kullanılmıştır. Soğutma ve kimya endüstrisindeki gelişmelere bağlı olarak bu doğal akışkanların yerini zamanla laboratuvar ortamında sentezlenen kimyasal soğutkanlar almıştır.

Bu kapsamda, 1930 yılında keşfedilen R12 gazı, CFC temelli soğutucu akışkanların öncüsü olmuş, zehirli olmaması ve ısıl özelliklerinin iyi olması nedeniyle dönemin

alternatiflerine kıyasla daha fazla tercih edilmiş ve 1990'lı yıllara kadar yaygın olarak kullanılmıştır.

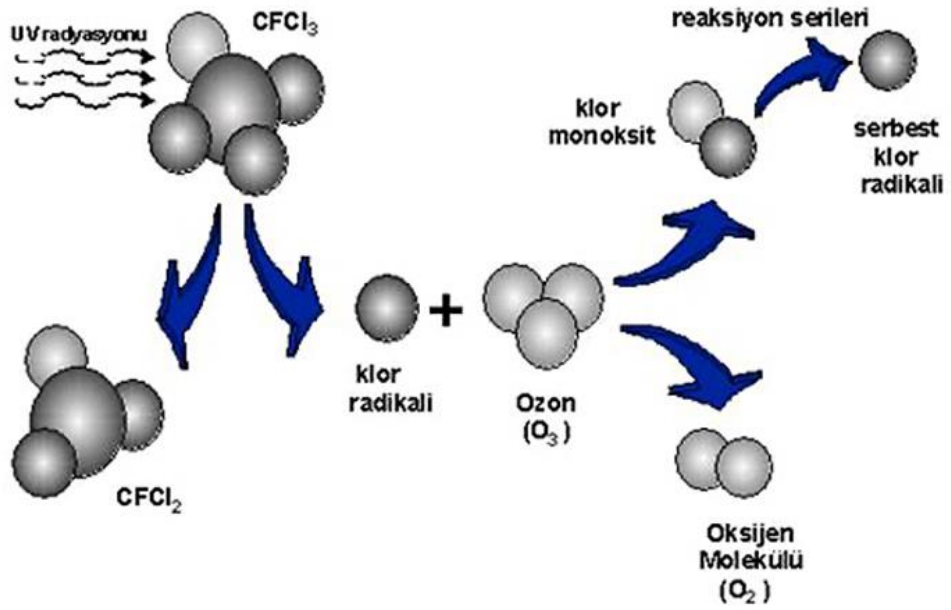
1935 yılında R22 soğutucu akışkanının keşfiyle birlikte HCFC kökenli soğutucu akışkanlar geliştirilmeye başlanmıştır. Daha önce yaygın olarak kullanılan amonyak, toksik ve yanıcı özellikleri nedeniyle zamanla yerini sentetik soğutucular olan CFC ve HCFC bileşiklerine bırakmıştır. Ancak insan yapımı bu kimyasalların çevreye verdiği zarar, yapılan bilimsel çalışmalarla ortaya konulmuş ve kullanımında kısıtlamalar gündeme gelmiştir. Ozon tabakasına zarar veren klor ve brom içeren soğutucu akışkanların üretimi, 1987 yılında imzalanan Montreal Protokolü ile denetim altına alınmıştır. Bu süreçle birlikte, çevreye daha az zarar veren veya hiç zarar vermeyen alternatif soğutucu akışkanların geliştirilmesi hedeflenmiştir. Bu çerçevede, 1996 yılı itibarıyla CFC tipi soğutucuların üretimi pek çok ülkede tamamen sona erdirilmiştir [8].

1.1.1 Ozon Tüketme Potansiyeli

Ozon tabakası, Güneş'ten gelen insan sağlığına zararlı ultraviyole ışınlarını soğurarak koruyucu bir bariyer oluşturmakta ve filtre görevi görmektedir. Ozonun yaklaşık %90'ı, yerden 15 ila 50 kilometre yükseklik aralığını kapsayan stratosfer tabakasında yoğunlaşmıştır. HCFC, CFC ve klor içeren çeşitli soğutucu akışkanların kullanımı, atmosferdeki ozon seviyesinin önemli ölçüde azalmasına yol açarak çevre üzerinde olumsuz etkilere neden olmaktadır. Klor atomları, ozon moleküllerini parçalayarak onların oksijen gazına dönüşmesine sebep olmaktadır.

Serbest klor atomları, ozon molekülleriyle reaksiyona girerek klor monoksit moleküllerini oluşturur. Oluşan bu moleküller, atmosferde serbest halde bulunan oksijen atomlarıyla reaksiyona girerek klor atomunu tekrar serbest bırakır ve O_2 oluşturur. Bu süreç döngüsel olarak devam eder ve tek bir klor atomunun, tekrar eden reaksiyonlar sonucunda yaklaşık 100.000 ozon molekülünü parçalayabileceği belirlenmiştir.

CFC, HCFC gibi kimyasalların ozon tabakasına zarar verme potansiyeli, ODP değeri ile ifade edilir. R-11 soğutucusu, ODP hesaplamalarında referans akışkan olarak kabul edilmekte olup, bu akışkana 1 değeri atanmıştır. [9]



Şekil 1.1 CFC bileşiklerinin ultraviyole ışını etkisiyle ayrışarak ozon moleküllerini parçalama mekanizması [9]

1.1.2 Küresel Isınma Potansiyeli

Sanayi devrimiyle birlikte artan sera gazı emisyonları, iklim sisteminde küresel ölçekte bozulmalara yol açarak giderek büyüyen bir çevresel soruna dönüşmüştür. Bu kapsamda, sera gazlarının çevresel etkilerini niceliksel olarak değerlendirmek için GWP kavramı geliştirilmiştir. Bu kavram, iklim değişikliğine neden olan gazların etkisini değerlendirmekte ve çevre dostu soğutucu akışkanlara yönelimin önemini ifade etmektedir.

GWP, bir soğutucu akışkanın atmosferde neden olmuş olduğu sera etkisi 100 yıllık bir periyot boyunca CO_2 ile karşılaştırarak ifade eder. Referans gaz olarak kabul edilen R744'ün GWP değeri 1 olarak kabul edilmiştir.

HFC, HCFC ve CFC gibi soğutucu akışkanlar GWP değerleri yüksek olan maddeler arasında yer almakta ve iklim değişikliğine neden olmaktadırlar. Çevreye salındıklarında ozon tabakasına zarar verebilen ve yüksek GWP değerine sahip soğutucu akışkanlar yerine, doğal ve çevre dostu alternatiflerin kullanımı gün geçtikçe yönetmeliklerle zorunlu hale getirilmektedir. R744, R600a ve R290 gibi doğal soğutucu akışkanlar, düşük GWP değerleri ile çevresel sürdürebilirlik açısından öne çıkan akışkanlardandır.

1.2 Soğutucu Akışkanlara Yönelik Uluslararası Anlaşmalar ve Anlaşmalardan Kaynaklanan Yükümlülükler

1.2.1 Viyana Sözleşmesi

Soğutucu akışkanların çevresel etkilerine yönelik hükümetler arası girişimler, 1985 yılında kabul edilen ve ozon tabakasının korunmasını hedefleyen Viyana Sözleşmesi ile resmiyet kazanmıştır. Bu sözleşme, ozon tabakasını tehdit eden insan kaynaklı faaliyetlerin etkilerini azaltmaya yönelik uluslararası iş birliğinin temelini oluşturmuştur.

Viyana Sözleşmesi, ozon tabakasının korunması amacıyla bilimsel çalışmaların teşvik edilmesini, düzenli izleme faaliyetlerinin gerçekleştirilmesini ve CFC üretiminin takip edilmesini öngörmektedir. Ayrıca, bilgi alışverişinin sağlanması ve ülkeler arası koordinasyonun artırılması gibi hükümlerle uluslararası iş birliği desteklenmektedir. Bu kapsamda, sözleşmeye taraf olan ülkeler, ozon tabakasında bozulmaya yol açan insan faaliyetlerine karşı önleyici tedbirler almayı ve çevre ile insan sağlığının korunmasına yönelik stratejiler geliştirmeyi taahhüt etmektedir. Ancak sözleşme, bağlayıcı hedefler ya da zorlayıcı denetim mekanizmaları içermeyen bir çerçeve anlaşması niteliğindedir [10].

1.2.2 Montreal Protokolü

Antarktika üzerinde oluşan ozon deliğinin 1985 yılında fark edilmesiyle birlikte, birçok ülke, CFC tüketiminin azaltılmasına yönelik önlemlerin alınması gerektiği konusunda ortak görüşe varmıştır.

Viyana Sözleşmesi, yasal bağlayıcılığı bulunmayan bir çerçeve sözleşme niteliği taşımaktadır. Ozon tabakasına zarar veren maddelerin üretim ve kullanımını sınırlamayı amaçlayan uluslararası bir protokol oluşturulmasına yönelik girişimler başlatılmış ve 1987 yılında Montreal Protokolü kabul edilmiştir. Montreal Protokolü kapsamında, zararlı maddelerin üretim ve tüketiminin azaltılmasına yönelik sınırlayıcı önlemler, belirli kotaların uygulanması, protokole taraf olmayan ülkelerle yapılan ticaretin düzenlenmesi ve gelişmekte olan ülkelerin koşullarının dikkate alınması gibi çeşitli hükümler yer almaktadır.

Montreal Protokolü, bilimsel ve teknolojik değerlendirmeleri kapsamında azaltma takviminde revizyon yapılabilecek biçimde esnek şekilde oluşturulmuştur. Bu

kapsamda, ilerleyen yıllarda çeşitli ülkelerde gerçekleştirilen güncellemelerle, protokole yeni kontrol maddeleri ve ilave önlemler eklenmiştir. Uygulama etkinliği bakımından geniş bir katılıma sahip olan Montreal Protokolü, günümüzde 196 ülkenin taraf olduğu ve çevre politikaları alanında en etkili anlaşmalardan biri olarak değerlendirilmektedir. Türkiye ise 19 Aralık 1991 tarihinde protokole taraf olmuş ve sonrasında gerçekleştirilen tüm değişiklikleri benimsemiştir [11].

1.2.3 Kigali Değişikliği

Kigali Değişikliği, Montreal Protokolü'ne 2016 yılında yapılan ek bir düzenlemedir. Bu değişiklikle, ozon tabakasını tahrip etmeyen ancak yüksek GWP değerine sahip HFC gazlarının kademeli olarak azaltılması hedeflenmektedir. Bu azaltım sürecinin uygulanmasıyla birlikte, 2050 yılına dek yaklaşık 72 milyar ton CO_2 eşdeğeri sera gazı salımının önlenebileceği hesaplanmaktadır. Değişiklik kapsamında ülkeler, gelişmişlik düzeylerine göre farklı takvimlerle yükümlülük altına girmiştir. Türkiye, Kigali Değişikliği'ni 10 Kasım 2021 tarihinde onaylayarak bu sürece resmen dahil olmuştur. Bu doğrultuda, düşük GWP değerine sahip doğal soğutucu akışkanların kullanımı hem çevresel sürdürülebilirlik hem de iklim politikalarına uyum açısından daha fazla önem kazanmıştır [11].

1.2.4 Kyoto Protokolü

Kyoto Protokolü, 1997 yılında kabul edilmiş ve 2005 yılında yürürlüğe girmiştir. Bu protokol, iklim değişikliğiyle mücadele kapsamında yasal bağlayıcılığı bulunan ilk uluslararası anlaşma olma niteliğini taşımaktadır. Hedef, sera gazı emisyonlarını, 1990 yılı seviyelerine kıyasla en az %5 oranında azaltmaktır. Protokolün en belirgin özelliği, belirlenen azaltma hedeflerine ulaşmak amacıyla uygulamaya konulan esneklik mekanizmaları ile bu hedeflerin yerine getirilmemesi durumundaki uygulanacak yaptırım hükümleridir. Türkiye, protokole 26 Ağustos 2009 tarihinde taraf olmuştur [12].

1.2.5 Paris iklim anlaşması

2015 yılında imzalanan Paris Anlaşması, küresel sıcaklık artışını 2°C seviyesinin altında ve mümkünse 1,5°C seviyesinde sınırlamayı hedeflemektedir. Anlaşma, taraf ülkelerin Ulusal Katkı Beyanlarını (NDC) sunmalarını ve bu beyanları düzenli aralıklarla güncellemelerini zorunlu kılmaktadır. Ayrıca Paris Anlaşması, her ülke için sabit azaltım hedefleri tanımlamamakta, ülkelerin kendi ulusal koşulları

doğrultusunda belirledikleri hedeflerin zamanla yükseltilmesini teşvik etmektedir. Türkiye, Paris Anlaşması'nı 2021 yılında onaylamıştır [13].

1.2.6 F-Gaz Yönetmeliği

Soğutma sistemlerinin küresel ısınmaya olan etkileri, sadece enerji tüketiminden kaynaklanan dolaylı emisyonlarla sınırlı değildir. Sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanların atmosfere salınması sonucunda oluşan doğrudan emisyonlar, özellikle yüksek GWP değerine sahip HFC türü akışkanlarda önemli bir çevresel etki oluşturmaktadır. Bu nedenle, bir soğutma sisteminin çevresel etkisinin değerlendirilmesinde TEWI göstergesi kullanılmakta olup; TEWI, hem soğutucu akışkan kaçaklarından kaynaklanan doğrudan emisyonları hem de cihazın enerji tüketiminden kaynaklanan dolaylı emisyonları birlikte ele almaktadır.

Doğrudan emisyonların azaltılmasına yönelik olarak F-Gaz Yönetmelikleri, Avrupa Birliği tarafından 2006 yılında yayınlanmış ve revize edilerek 2015 yılında yürürlüğe konulmuştur. Bu düzenleme ile soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kaçak kontrollerinin zorunlu hale getirilmesi, bakım onarım süreçlerinin belgelenmesi ve bu işlemleri yapacak teknik personelin sertifikalandırılması hükümleri getirilmiştir.

Türkiye'de güncel F-Gaz Yönetmeliği, 15 Ekim 2024 tarihinde T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı tarafından yayımlanarak yürürlüğe girmiştir. Bu yönetmelik, soğutucu akışkanların arz ve kullanımında kademeli azaltım, ekipmanlarda zorunlu sızıntı kontrolleri, geri kazanım ve bertaraf yükümlülükleri ile teknik personelin belgelendirilmesi süreçlerini içermektedir. Yönetmelik, aynı zamanda belirli GWP değerini aşan soğutucuların ve bu soğutucuları içeren ekipmanların belirli tarihler itibarıyla piyasaya arzını yasaklamaktadır.

Bu kapsamda:

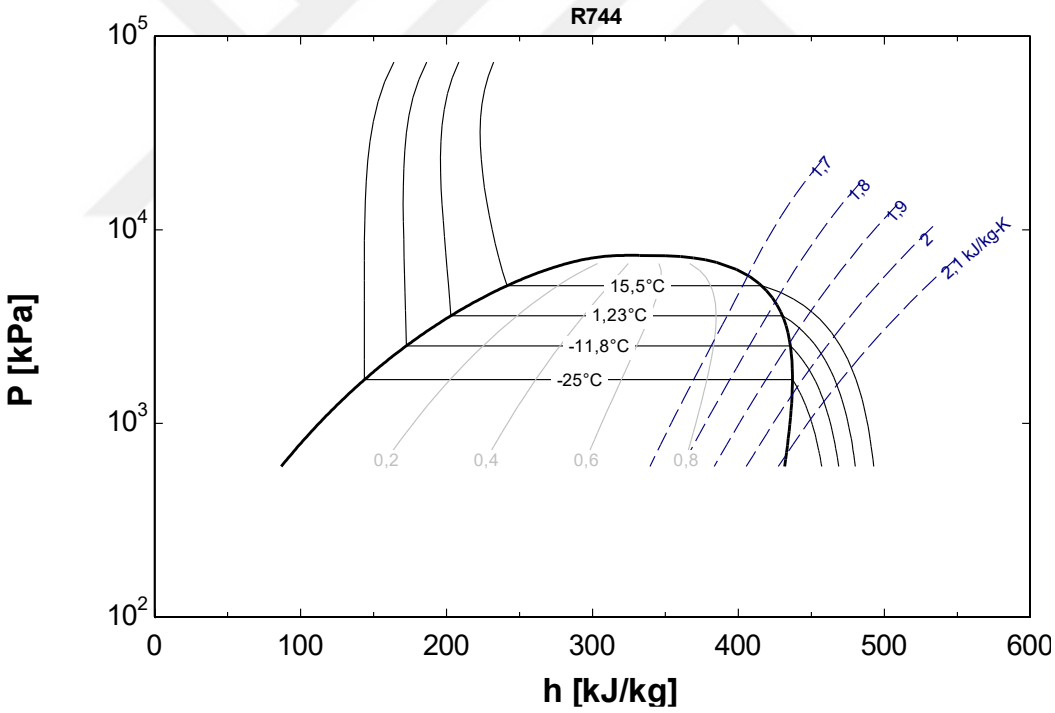
- GWP ≥ 750 olan ve 3 kg'dan daha az florlu sera gazı içeren tekli split klima sistemlerinin 1 Ocak 2027 tarihinden itibaren,
- GWP ≥ 2500 olan HFC içeren ticari soğutucu ve dondurucuların 1 Ocak 2027 tarihinden itibaren,
- GWP ≥ 150 olan HFC içeren ticari soğutucuların 1 Ocak 2031 tarihinden itibaren

- GWP ≥ 150 olan taşınabilir iklimlendirme ekipmanlarının 1 Ocak 2027 tarihinden itibaren piyasaya arzı yasaklanmıştır [14].

1.3 Çalışmada Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri

1.3.1 Soğutucu Akışkan Olarak R744

R744, GWP değeri 1 ve ODP değeri 0 olup, çevresel sürdürülebilirlik açısından önemli avantajları bulunmaktadır. Akışkanın kritik sıcaklığı 31,1°C ve kritik basıncı 7,38 MPa'dır. Kritik sıcaklığın düşük olması, özellikle ılıman ve sıcak iklim koşullarında çevrimin transkritik bölgede çalışmasına yol açmakta; bu durumda klasik yoğuşma süreci yerine sabit basınç altında sıcaklığın kademeli olarak azaldığı bir gaz soğutma süreci gerçekleşmektedir. Dolayısıyla, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ve yüksek basınç kontrolü çevrim verimi üzerinde belirleyici rol oynamaktadır.



Şekil 1.2 R744 soğutucu akışkanına ait p-h diyagramı

R744, ASHRAE 34 standardına göre A1 güvenlik sınıfında yer almakta olup yanıcı değildir ve toksik özellik göstermez.

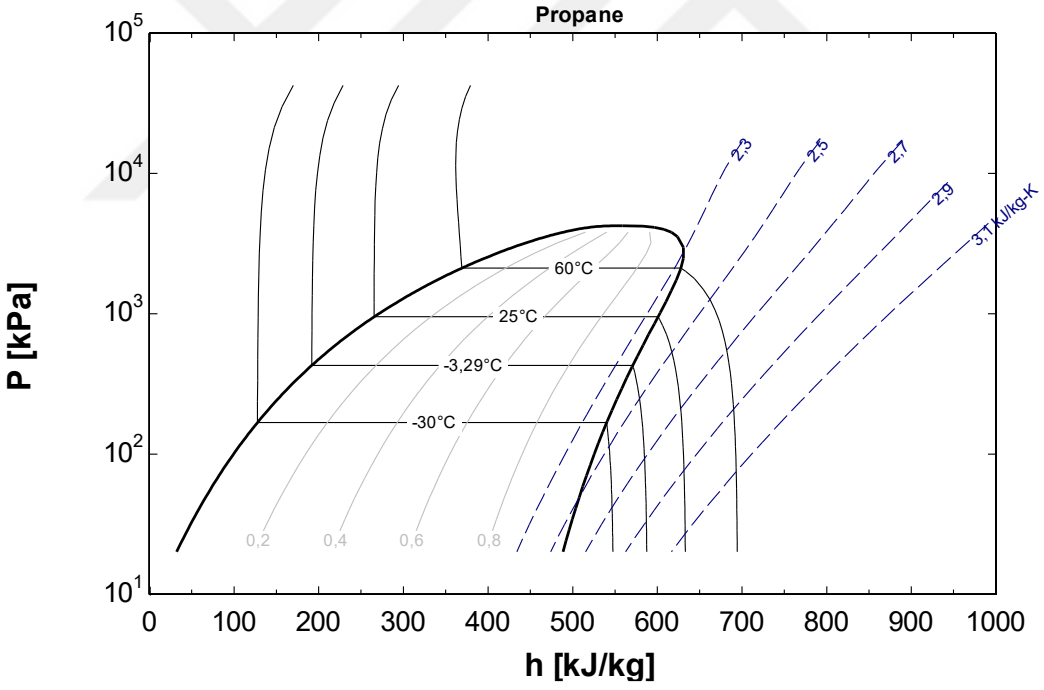
R744'ün hacimsel soğutma kapasitesinin yüksek oluşu, aynı soğutma etkisi için daha kompakt ısı değiştirici tasarımlarına olanak sağlamaktadır. Ancak, yüksek işletme ve durma basınçları nedeniyle sistem bileşenlerinin yüksek basınç şartlarına

dayanıklı olarak seçilmesi ve montajın sızıntı riskini minimuma indirecek şekilde gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

1.3.2 Soğutucu Akışkan Olarak R290

R290, GWP değeri 3 ve ODP değeri 0 olan, çevre dostu bir doğal soğutucu akışkandır. Kritik sıcaklığının 96,7°C ve kritik basıncının 4,25 MPa olması, yoğuşma sürecinin geniş sıcaklık aralığında kritik altı bölge içerisinde gerçekleşmesine imkân tanımaktadır. R290'ın yüksek buharlaşma gizli ısısı ve iyi ısıl iletkenlik özellikleri, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu yüzeylerinde etkili ısı transferine elverişlidir.

R290, ASHRAE 34 standardına göre A3 güvenlik sınıfında yer almakta olup yanıcılık özelliği nedeniyle sistem tasarımında şarj miktarının sınırlandırılması, elektrikli bileşenlerin kıvılcım kaynağı oluşturmayacak şekilde seçilmesi ve sızdırmazlık kontrolünün işletme boyunca korunması gerekmektedir.

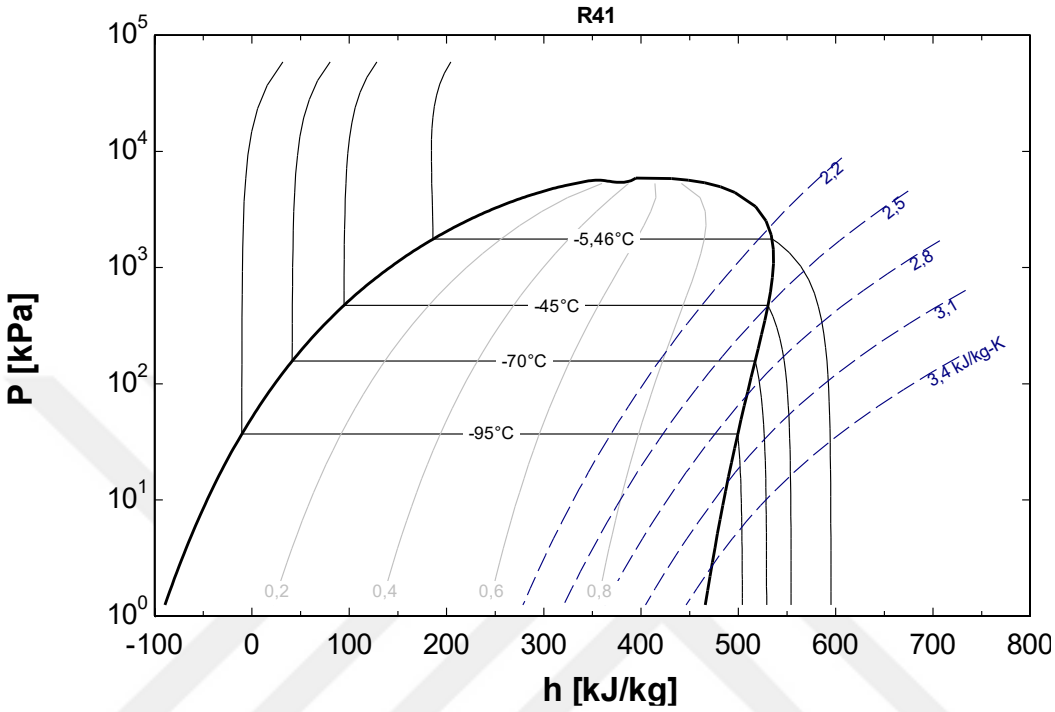


Şekil 1.3 R290 soğutucu akışkanına ait p-h diyagramı

1.3.3 Soğutucu Akışkan Olarak R41

R41, hidrojen, karbon ve flor elementlerinden oluşan, GWP değeri 97 ve ODP değeri 0 olan bir soğutucu akışkandır. Ozon tabakasına zarar verici etkisi bulunmamakta olup, çevreye duyarlı sistemlerde alternatif bir seçenek olarak değerlendirilmektedir. Kritik sıcaklığı 44,1 °C ve kritik basıncı 5,89 MPa olan R41,

düşük sıcaklık uygulamaları için uygun termofiziksel özellikler sergilemektedir. Düşük kritik sıcaklık değeri, çevrimin çalışma koşullarını kritik noktaya yakın basınç seviyelerine taşımakta ve bu durum, sistem bileşenlerinin basınca dayanım ve sızdırmazlık tasarımını önemli hâle getirmektedir.

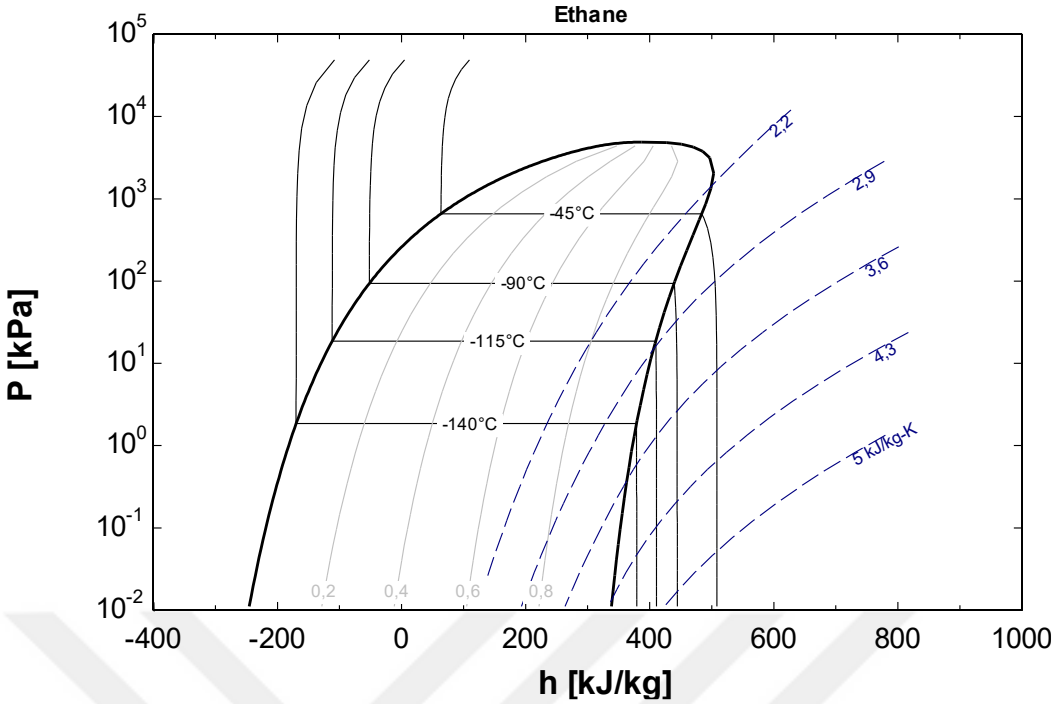


Şekil 1.4 R41 soğutucu akışkanına ait p-h diyagramı

1.3.4 Soğutucu Akışkan Olarak R170

R170, hidrokarbon sınıfında yer alan, çevre dostu bir doğal soğutucu akışkandır. GWP değeri 6 ve ODP değeri 0 olan bu akışkan, çevresel sürdürülebilirlik açısından önemli bir alternatiftir. Kritik sıcaklığının 32,2°C ve kritik basıncının 4,88 MPa olması, çevrimin yüksek basınç tarafında kritik noktaya yakın koşullarda çalışabileceğini göstermektedir. Kaynama noktasının yaklaşık -88,6 °C seviyesinde olması, R170'i düşük sıcaklık uygulamaları için uygun hâle getirmektedir.

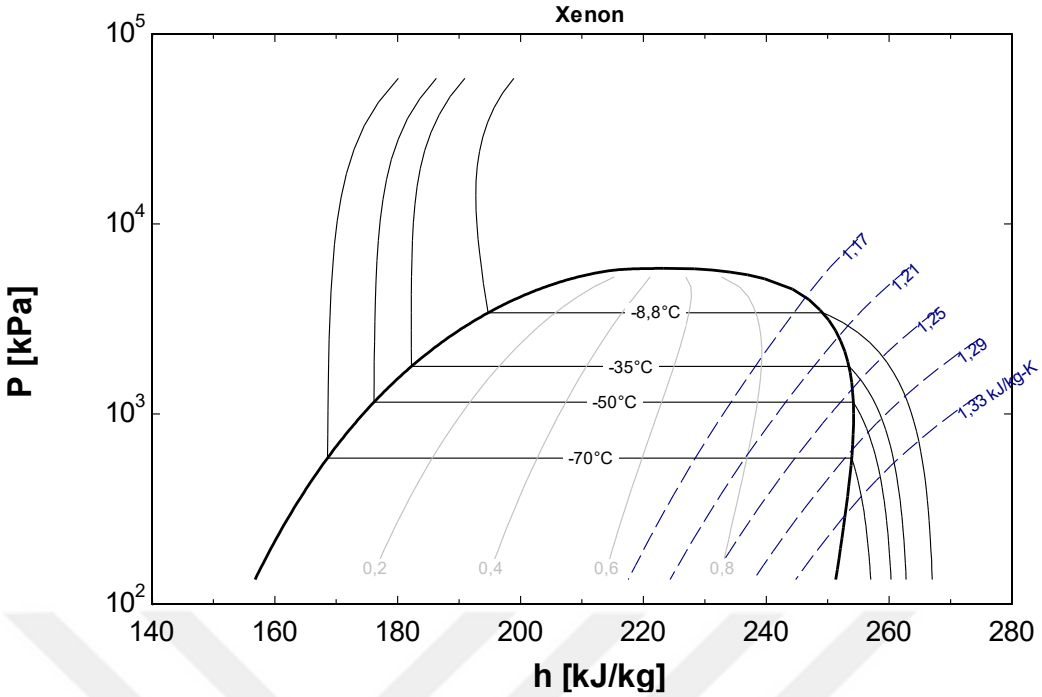
R170'in tutuşabilme derecesi yüksek olup, ASHRAE 34'e göre A3 güvenlik sınıfında yer almaktadır. Bu nedenle kullanıldığı sistemlerde güvenlik kriterleri ön planda tutulmalı, elektrikli bileşenlerin kıvılcım oluşturmayacak biçimde seçilmesi sağlanmalıdır. Soğutucu şarj miktarının sınırlandırılması ve uygun havalandırma koşullarının sağlanması, sistem güvenliği açısından gereklidir.



Şekil 1.5 R170 soğutucu akışkanına ait p-h diyagramı

1.3.5 Soğutucu Akışkan Olarak Xe

Ksenon doğada sınırlı miktarda bulunan ve kimyasal olarak inert özellik gösteren bir asal gazdır. -108 °C kaynama noktası, ksenonun çok düşük sıcaklık gerektiren uygulamalarda değerlendirilebilmesini sağlamaktadır. Kritik sıcaklığının 16,6 °C ve kritik basıncının 5,84 MPa olması ise akışkanın sınırlı bir sıcaklık-basınç aralığında çalıştığını ve çevrimin bu koşullar doğrultusunda işletilmesini gerektirmektedir.



Şekil 1.6 Xe soğutucu akışkanına ait p-h diyagramı

2
LİTERATÜR

Soğutma teknolojilerinde enerji verimliliği, çevresel sürdürülebilirlik ve düşük GWP değerine sahip soğutkanların kullanımı günümüzde öncelikli araştırma konuları arasında yer almaktadır. Bu bağlamda, doğal bir soğutucu olan R744 ile çalışan transkritik sistemler; çevre dostu yapıları, yüksek ısı transfer kabiliyetleri ve ticari uygulamalara uygunlukları sayesinde giderek daha yaygın hale gelmiştir. Ancak klasik transkritik çevrimlerde karşılaşılan kısılma kayıpları ve sınırlı verim değerleri, bu sistemlerin performansını artırmaya yönelik yeni nesil çözüm arayışlarını gündeme getirmiştir.

Literatürde bu sınırlamaları aşmak amacıyla önerilen yöntemlerden biri olan ejektör entegrasyonu, hem enerji hem de ekserji temelli değerlendirmelerde sistem performansında önemli kazanımlar sunmaktadır. Aşağıda özetlenen çalışmalar, ejektör entegreli transkritik R744 çevrimlerine yönelik deneysel ve teorik araştırmalar ile birlikte, düşük sıcaklık kademesinde kullanılan çeşitli alternatif soğutkanların karşılaştırmalı analizlerini içermektedir. Bu çalışmalar, sistem konfigürasyonu ve akışkan seçiminin performans üzerindeki etkilerini çok yönlü biçimde ortaya koymakta olup, mevcut tez çalışmasının bilimsel altyapısını oluşturmaktadır.

Li vd. 2005 yılında gerçekleştirilen teorik çalışmada, temel transkritik CO_2 çevrimindeki kısılma kayıplarını azaltmak amacıyla ejektör entegreli bir çevrim önerilmiştir. Ejektör, sabit basınç karışım modeliyle temsil edilerek çevrimin termodinamik analizi yapılmıştır. Karışım oranı ve ikincil akış giriş bölgesindeki basınç düşümünün çevrim performansı üzerindeki etkileri detaylı biçimde incelenmiştir. Farklı çalışma koşulları altında gerçekleştirilen analizler, ejektör genleşmeli çevrimin tipik klima uygulamaları için geleneksel çevrime kıyasla COP değerini %16'dan fazla artırabildiğini göstermiştir. Bu sonuç, ejektörün kısılma

sürecindeki kayıpları azaltarak sistem COP değerini önemli ölçüde artırabildiğini ortaya koymaktadır [15].

Deng vd. 2007 yılında yaptıkları teorik çalışmada, genleşme vanası yerine ejektör kullanılan bir transkritik CO_2 soğutma çevriminin termodinamik performansı incelenmiştir. Ejektörün karışım oranının, çıkıştaki soğutkanın buhar kalitesini belirlediği ve sistem performansı üzerinde doğrudan etkili olduğu vurgulanmıştır. Uygun olmayan karışım oranlarının, kompresöre sıvı kaçışı veya evaporatörde düşük sıvı oranı nedeniyle yetersiz ısı transferi gibi sistemsel sorunlara yol açabilmektedir. Sonuçlar, ejektörlü çevrimin hem COP hem de soğutma etkisi bakımından daha yüksek performans sergilediğini göstermektedir. COP değeri, iç ısı değiştiricili çevrime kıyasla %18,6, geleneksel buhar sıkıştırmalı çevrime kıyasla ise %22,0 oranında daha yüksek elde edilmiştir. Soğutma etkisi de iç ısı değiştiricili yapıya göre %8,2, geleneksel çevrime göre ise %11,5 oranında artmıştır. Ayrıca yapılan ekserji analizinde, ejektör kullanımının kısılma kaynaklı ekserji kayıplarını önemli ölçüde azalttığı ortaya konmuştur [16].

Chen vd. 2010 yılında gerçekleştirdikleri çalışmada, CO_2 ısı pompası su ısıtıcısı sisteminde kullanılan bir ejektörün performansı hem deneysel hem de teorik olarak incelenmiştir. Çalışmada birincil akış basıncı 9,5 MPa, ikincil akış basıncı 3,9 MPa ve difüzör çıkış basıncı 4,6 MPa olan koşullarda, bu parametrelerin karışım oranı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Bulgular, ikincil akış basıncındaki artışın ve difüzör çıkış basıncındaki azalmanın karışım oranını artırdığını ortaya koymaktadır. Ancak karışım oranı belirli bir kritik değere ulaştığında, çıkış basıncının daha fazla düşürülmesinin ek bir iyileştirme sağlamadığı görülmüştür. Ayrıca, birincil akış basıncının artmasının da karışım oranını artırıcı yönde etkili olduğu belirlenmiştir [17].

Lee vd. 2011 yılında yürütülen bu deneysel çalışmada, transkritik CO_2 soğutma çevrimlerinde genleşme vanası yerine iki fazlı ejektör kullanılarak sistem performansındaki iyileşme potansiyeli incelenmiştir. Deneysel sistemde, ejektör geometrisine ait parametreler değiştirilmiş ve bu değişimlerin sistemin COP değeri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışma sonuçlarına göre, optimum ejektör geometrisiyle birlikte sistem COP değeri, geleneksel transkritik çevrimle karşılaştırıldığında yaklaşık %15 oranında artış göstermiştir. Ayrıca, karışım oranının kritik sınırın üzerinde tutulması gerektiği ve bu oranın, kompresör emiş

basıncı ile doğrudan ilişkili olduğu belirtilmiştir. Bu çalışma, ejektör entegrasyonunun yalnızca kısılma kayıplarını azaltmakla kalmayıp, aynı zamanda sistemdeki COP değerini optimize etme potansiyelini deneysel olarak ortaya koymaktadır. Sonuçlar, ejektörlü çevrimlerin uygun tasarım parametreleriyle klasik CO_2 sistemlerine kıyasla belirgin COP artışı sağlayabileceğini göstermektedir [18].

Ahammed vd. 2013 yılında gerçekleştirilen çalışmada, CO_2 transkritik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, genleşme vanası yerine kullanılabilecek iki fazlı bir ejektör tasarlanmış ve sistem performansı üzerindeki etkileri detaylı biçimde incelenmiştir. Termodinamik modelleme, MATLAB ve REFPROP yazılımları aracılığıyla gerçekleştirilmiş; sabit basınçta karışım varsayımı kabul edilmiştir. Sistemin performansı, farklı akış giriş koşulları ve buharlaştırıcı sıcaklıkları için değerlendirilmiştir. Sonuçlar, ejektörlü çevrimin geleneksel CO_2 sistemine kıyasla COP değerini %21 oranında artırabildiğini göstermektedir. Ekserji analizine göre, ejektör bileşenlerinin toplam ekserji yıkımı, geleneksel çevrimdeki genleşme vanasına kıyasla yaklaşık %50 daha düşüktür. Ayrıca, gaz soğutucuda yüksek işletme basınçlarında her iki çevrimde de belirgin ekserji kayıpları gözlemlenmiştir. İkinci yasa verimi, geleneksel sistemde %6,6 iken, ejektörlü sistemde %7,52 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bulgular, ejektörün uygun şekilde tasarlandığında, sistemin COP ve ekserji verimini artırarak genleşme vanasının yerini alabilecek etkili bir alternatif olabileceğini ortaya koymuştur [19].

Bai vd. 2015 yılında yapılan bu çalışmada, soğuk iklimlerde ısıtma amaçlı kullanılmak üzere aşırı soğutmalı ejektör destekli CO_2 buhar enjeksiyonlu transkritik ısı pompası çevrimi önerilmiştir. Çalışmada, ejektörlü çevriminin termodinamik performansı enerji ve ekserji yöntemleriyle analiz edilmiş ve elde edilen sonuçlar, geleneksel aşırı soğutmalı buhar enjeksiyonlu çevrim ile karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre, ejektörlü çevrim, belirlenen çalışma koşullarında geleneksel çevrime kıyasla daha yüksek performans sergilemektedir. Ejektörlü çevrimde maksimum COP değeri %7,7, hacimsel ısıtma kapasitesi ise %9,5 oranında artış göstermektedir. Bileşen bazlı ekserji analizinde en yüksek ekserji yıkımının kompresörde meydana geldiği, ardından buharlaştırıcı ve gaz soğutucunun geldiği belirtilmiştir. Ayrıca, sistemde ejektörün ekserji verimi %69,7, gaz soğutucunun ise %57,9 olarak bulunmuş ve bu bileşenlerin sistemin toplam ekserji verimini artırma potansiyeline sahip olduğu vurgulanmıştır [20].

Chen vd. 2015 yılında yaptıkları çalışmada ejektör entegreli bir soğutma sisteminin geleneksel ekserji analiz sonuçlarına göre sistemdeki toplam ekserji yıkımının %53,6'sı ejektörde meydana gelmektedir. Bu durum, ejektörü sistemin en büyük ekserji kaynağı hâline getirmekte ve iyileştirme açısından öncelikli bileşen olarak öne çıkarmaktadır. Ayrıca, ejektör %29,2 ile sistemdeki en düşük ekserji verimine sahip bileşen olup, performans artırımı açısından önemli bir potansiyeli bulunmaktadır. Ejektörü takiben en fazla ekserji yıkımı %24,7 ile ısı kaynağında, ardından %15,9 ile kondenserde gerçekleşmektedir. Buna karşın buharlaştırıcı, genleşme vanası ve pompa gibi bileşenlerin toplam yıkım oranı yalnızca %5,8 düzeyindedir ve sistem üzerindeki etkileri sınırlıdır [21].

Liu vd. 2025 yılında yaptıkları çalışmada, ejektör entegre edilmiş transkritik CO_2 iki kademeli soğutma çevriminin süpermarket soğutma uygulamalarındaki performansını incelemiştir. Çalışmada, klasik sistemle karşılaştırmalı olarak yapılan enerji ve ekserji analizleri sonucunda, sistemin COP değerinde %9,6-11,0 ve hacimsel soğutma kapasitesinde %14,5-18,4 oranında artış sağlandığı belirtilmiştir. Ekserji analizine göre, klasik çevrimde genleşme vanalarının toplam ekserji yıkımına etkisi %27,1 iken, geliştirilen sistemde bu oran %7,51'e düşmüştür [22].

Liu vd. 2021 yılında yürütülen bu çalışmada, termoelektrik aşırı soğutucu ile entegre edilmiş transkritik CO_2 ejektörlü bir soğutma çevriminin geleneksel ekserji analizi sonuçlarına göre, sistemde en yüksek ekserji yıkımı %28,88 oranıyla kompresörde meydana gelmiş; bunu sırasıyla termoelektrik soğutucu %22,03, ejektör %19,65, evaporatör %15,67 ve gaz soğutucu %13,13 izlemiştir. Genleşme vanasının ekserji yıkımı ise yalnızca %0,64 seviyesinde hesaplanmış olup, bu bileşenin %98,84 ile en yüksek bileşen verimine sahip olduğu belirtilmiştir. Kompresör, hem yıkım değeri hem de sistem içindeki payı nedeniyle iyileştirme açısından en öncelikli bileşen olarak öne çıkmaktadır. Toplam sistem verimliliği ise %21,37 olarak belirlenmiş; ekserjinin %61,62'si sistemde geri tersinmezlikler nedeniyle yıkıma uğramıştır. Bu bağlamda analiz sonuçları, sistemde verimliliğin artırılabilmesi için özellikle kompresör ve aşırı soğutucu gibi bileşenlerin performansının iyileştirilmesi gerektiğini göstermektedir [23].

Sarkar vd. 2008 yılında gerçekleştirilen çalışmada, ejektör genleşmeli transkritik CO_2 ısı pompası çevrimleri termodinamik analizleri yapılmış; sabit alan karışım

modeli esas alınarak optimum tasarım parametreleri belirlenmiştir. Genleşme vanası, türbin ve ejektörlü çevrimler karşılaştırılmış; eş zamanlı ısıtma ve soğutma uygulamalarına yönelik sistem performansları değerlendirilmiştir. Buna göre, modifiye sistemde COP değerinin, genleşme vanalı sisteme kıyasla %14,7 oranında daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Analiz bulguları, sistem performansı üzerinde gaz soğutucu çıkış sıcaklığının, buharlaştırıcı sıcaklığına göre daha belirleyici bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Çalışmada ayrıca, ejektörün düşük kapasiteli transkritik CO_2 ısı pompası sistemlerinde, teknik ve ekonomik açıdan uygulanabilir bir genleşme alternatifi sunduğu ve sistem maliyeti ile COP arasında dengeli bir çözüm sağladığı ifade edilmiştir [24].

Yan vd. 2025 yılında yaptıkları çalışmada, çift buharlaştırıcılı transkritik CO_2 çevrimlerinde ejektör kullanımının sistemin ekserji verimi üzerindeki etkisini değerlendirmiştir. Dört farklı sistemin karşılaştırıldığı çalışmada, geleneksel ekserji analizine dayalı sonuçlara göre, ejektör entegrasyonu sayesinde toplam ekserji kayıplarının yaklaşık %40 oranında azaldığı belirlenmiştir. Ejektörlü ve çift buharlaştırıcılı sistemde ekserji verimi %53,69'a yükselirken; ejektörlü ve çift kompresörlü çift buharlaştırıcılı sistemde bu oran %45,28 olarak hesaplanmıştır. Çalışmada ayrıca, gaz soğutucu basıncının 9000 kPa'nın altında tutulmasının sistem performansına olumlu katkı sağladığı vurgulanmıştır [25].

Cao vd. 2022 yılında gerçekleştirilen bu teorik çalışmada, değişken sıcaklıktaki ısı kaynaklarının kullanıldığı uygulamalarda performansı artırmak amacıyla, ejektör destekli iki kademeli evaporasyonlu, tek kademeli buhar sıkıştırmalı bir çevrim önerilmiştir. Bu yeni çevrimde, geleneksel iki buharlaştırıcılı sistemdeki ikinci kompresör yerine bir ejektör kullanılarak sistem tek bir kompresörle çalışabilecek hâle getirilmiştir. Yapılan termodinamik analizler sonucunda, ejektör destekli iki kademeli evaporasyonlu tek kademeli buhar sıkıştırmalı çevrimin COP değeri, klasik ejektörlü çevrime göre %12,1, geleneksel iki kademeli evaporasyon çevrimine göre %6,9 ve temel buhar sıkıştırmalı çevrime göre %22,0 oranında daha yüksek bulunmuştur. Ekserji analizine göre ise, ejektör destekli iki kademeli evaporasyonlu tek kademeli buhar sıkıştırmalı çevrimin genleşme sürecindeki ekserji kayıplarını %49,6, buharlaştırıcıdaki ısı transferine bağlı kayıpları ise %21,5 oranında azaltmaktadır. Toplam sistem ekserji verimi %24,6 olarak hesaplanmış olup, bu değer temel çevrime kıyasla %19 daha yüksektir. Çalışmada ayrıca,

çevrimin değişken işletme koşullarındaki performansı da değerlendirilmiş; sistemin özellikle CO_2 gibi transkritik akışkanlar ile çalıştırıldığında genleşme sürecindeki ekserji geri kazanımı açısından daha verimli olduğu belirtilmiştir. [26].

Bai vd. 2015 yılında yaptıkları çalışmalarında, iki kademeli ejektör entegreli çift evaporatörlü transkritik CO_2 soğutma çevrimini önermiştir. Yapılan enerji ve ekserji analizlerine göre, çift kademeli ejektörlü sistemin tek ejektörlü sisteme kıyasla daha yüksek performans gösterdiği, COP ve ekserji veriminin sırasıyla %37,61 ve %31,9 oranında arttığı tespit edilmiştir. Ekserji analizi, gaz soğutucu, kompresör, iki kademeli ejektör ve genleşme vanalarının toplam ekserji yıkımında önemli paya sahip olduğunu ortaya koymuştur. Özellikle iki kademeli ejektörün toplam ekserji girişinin %16,91'ini yıktığı belirlenmiştir. Parametrik analizler, kompresör çıkış basıncı, düşük seviye buharlaştırıcı sıcaklığı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığının sistem performansı üzerinde önemli etkileri olduğunu göstermiştir [27].

Bai vd. 2016 yılında yaptıkları çalışmada, ejektör genişlemeli transkritik CO_2 soğutma sisteminin ekserji analizi ile bileşenler üzerindeki termodinamik etkilerini incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre, sistemde en büyük ekserji yıkımı kompresörde gerçekleşmiş olup, toplam ekserji kaybının %20,72'si kompresörden, %20,18'i ise ejektörden kaynaklanmaktadır. Buharlaştırıcı ve gaz soğutucu, kompresör ve ejektöre kıyasla daha düşük ekserji yıkım oranlarına sahip olup, ekserji yıkımları birbirine yakın bulunmuştur. En düşük ekserji yıkımı ise genleşme valfinde gözlemlenmiştir [28].

Atmaca vd. 2018 yılında gerçekleştirilen bu çalışmada, çevresel etkileri düşük olan ve düşük kritik sıcaklıklara sahip üç farklı soğutucu akışkan olan R744, R170 ve R41, klasik transkritik buhar sıkıştırmalı çevrim ve ejektör entegrasyonlu çevrim yapılarına göre parametrik olarak incelenmiştir. Sistem performansı üzerindeki etkileri değerlendirmek amacıyla gaz soğutucu çıkış sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı ve evaporatör çıkış aşırı kızdırma değeri temel parametreler olarak ele alınmıştır. Yapılan analizlerde, gaz soğutucu çıkış sıcaklığının sistem performansı üzerinde en belirleyici etkiye sahip olduğu, buna karşılık aşırı kızdırma farkının etkisinin oldukça sınırlı olduğu belirlenmiştir. Ejektörlü sistem analizinde ise sabit basınç karışımı varsayımına dayanan bir modelleme gerçekleştirilmiş ve Matlab ortamında termodinamik denklemler çözülerek çevrim performansı analiz edilmiştir.

Sonuçlar, ejektör entegrasyonunun R744 ve R170 akışkanları için kısılma kayıplarını etkin bir şekilde azaltarak performansta %22-24 aralığında artış sağladığını; buna karşın R41 akışkanı için bu iyileşmenin %18 ile daha sınırlı kaldığını ortaya koymuştur. Çalışma, yüksek basınçlı çevrimlerde ejektör uygulamasının önemli bir iyileştirme yöntemi sunduğunu ve doğru akışkan seçiminin çevrim COP değeri üzerinde belirleyici olduğunu göstermektedir [29].

Dikmen vd. 2020 yılında gerçekleştirilen bu çalışmada, düşük GWP değerine sahip alternatif soğutucu akışkan çiftlerinin kullanıldığı kaskad soğutma sistemleri karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Çalışmada, R454C ve R744 akışkanları, farklı çevrim akışkanlarıyla oluşturduğu çeşitli konfigürasyonlar değerlendirilmiştir. Bu kapsamda; R1234ze, R1234yf, R717 ve R290 ile yapılan eşleştirmeler karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Termodinamik analizler EES yazılımı kullanılarak yapılmış ve sistem performansı, kondenser ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının etkisi altında incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre, R454C/R717 akışkan çiftinin kullanıldığı sistemde en yüksek COP değeri 3,16 olarak elde edilirken; R744/R290 çiftinin kullanıldığı sistemde en düşük COP değeri 2,42 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış COP'yi yükseltirken, kondenser sıcaklığındaki artış COP'yi düşürmüştür. Bu çalışma, düşük GWP'li soğutucu akışkanların çevresel sürdürülebilirlik açısından uygun alternatifler sunduğunu ve doğru akışkan çiftinin seçiminin sistem performansı üzerinde belirleyici bir etkisi olduğunu ortaya koymuştur [30].

Sánchez vd. 2022 yılında gerçekleştirilen bu deneysel çalışmada, içecek soğutucusunda kullanılan R134a soğutkanının yerine geçebilecek düşük GWP'li altı alternatif akışkan olan R152a, R1234yf, R290, R1270, R600a ve R744 değerlendirilmiştir. Analiz sonuçlarına göre, R290 ile %27,5, R1270 ile %26,3, R152a ile %13,7, R744 ile %3,9 ve R600a ile %1,2 oranında enerji tasarrufu sağlanırken, R1234yf'nin enerji tüketimini %4,1 oranında artırdığı görülmüştür. Ayrıca faz değişim sıcaklıkları, çalışma basınçları ve ısı değiştirici performansları karşılaştırılmış; R744'ün %46,5 daha düşük basınç oranı sayesinde kompresör verimini artırdığı belirtilmiştir. R744 ayrıca buharlaştırıcıda yaklaşık %36, iç ısı eşanjöründe ise yaklaşık %70 oranında daha iyi ısı transfer performansı sunmuştur [31].

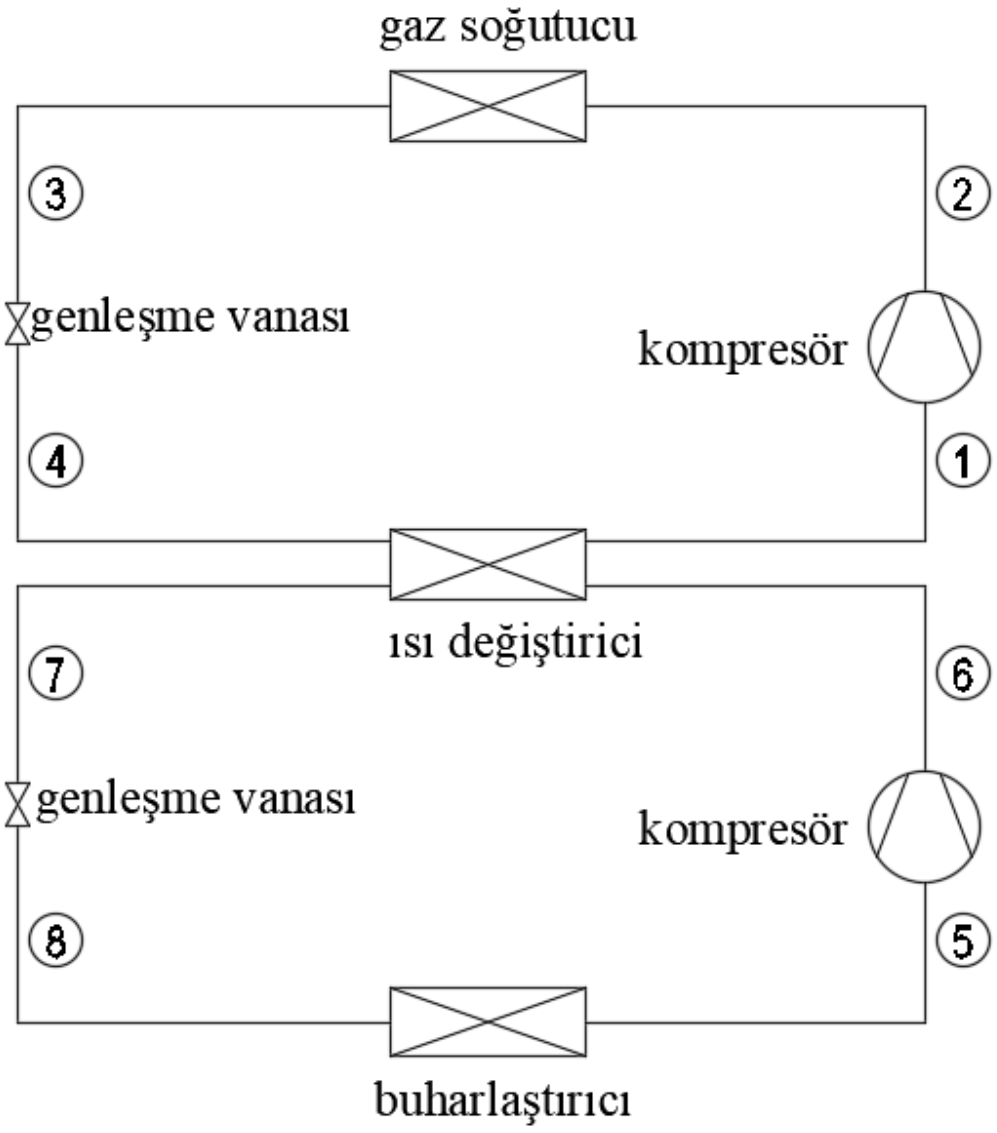
Udroiu vd. 2023 yılında yaptıkları çalışmada R744 soğutucu akışkanının ultra düşük sıcaklıklı kaskad soğutma çevrimlerinde kullanım potansiyelini teorik olarak incelemişlerdir. Çalışmada, CO_2'nin iki kademeli transkritik çevrimlerde yüksek sıcaklık kademesi olarak ve üç kademeli çevrimlerde orta sıcaklık kademesi olarak kullanımı değerlendirilmiştir. Ayrıca, ejektör entegrasyonunun çevrim performansı üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Simülasyon sonuçları, iki kademeli CO_2 transkritik çevriminde COP değerinin R290/R170 iki kademeli çevrime göre %39 daha düşük olduğunu göstermektedir. Bununla birlikte, çevrime ejektör entegre edilmesiyle COP'de %38 oranında bir artış sağlanmıştır. Üç kademeli kaskad çevrimde ise CO_2'nin orta sıcaklık kademesi olarak kullanımı, R290'a göre %11,7 düşük kalmasına rağmen, çevrim genelinde toplam eşdeğer ısınma etkisi açısından daha çevreci bir alternatif sunduğu görülmüştür. Sonuç olarak, CO_2'nin düşük GWP değeri ve ASHRAE 34 standardına göre A1 güvenlik sınıfında yer alması, çevresel regülasyonlara uyum açısından önemli bir avantaj olarak değerlendirilmiştir [32].

Bu tezde ele alınan ejektör entegreli kaskad soğutma sistemleri, düşük sıcaklık uygulamaları için çevresel ve termodinamik açıdan sürdürülebilir bir çözüm sunma potansiyeline sahiptir. Literatürde bu tür sistemlerin COP ve ekserji performansına yönelik çeşitli çalışmalar bulunmakla birlikte, genellikle sınırlı sayıda soğutkan üzerinden değerlendirme yapılmakta ve analizler çoğunlukla yalnızca sistem COP değerlerine odaklanmaktadır. Düşük sıcaklık çevriminde kullanılan farklı düşük GWP'li soğutkanların karşılaştırmalı analizi ile birlikte ejektör entegrasyonunun bileşen bazlı etkilerinin detaylı biçimde incelendiği çalışmalara ise sınırlı düzeyde rastlanmaktadır. Bu çalışma ile söz konusu boşluğa katkı sağlanması amaçlanmış; farklı akışkanlarla oluşturulan modeller üzerinden COP, ekserji verimi ve bileşen bazlı ekserji kayıpları gibi performans kriterleri kapsamlı bir şekilde değerlendirilmiştir. Ayrıca model, ejektör entegrasyonunun sisteme sağladığı termodinamik katkıları açık biçimde ortaya koymaktadır.

3
ÇEVRİM YAPISI VE BİLEŞENLERİ

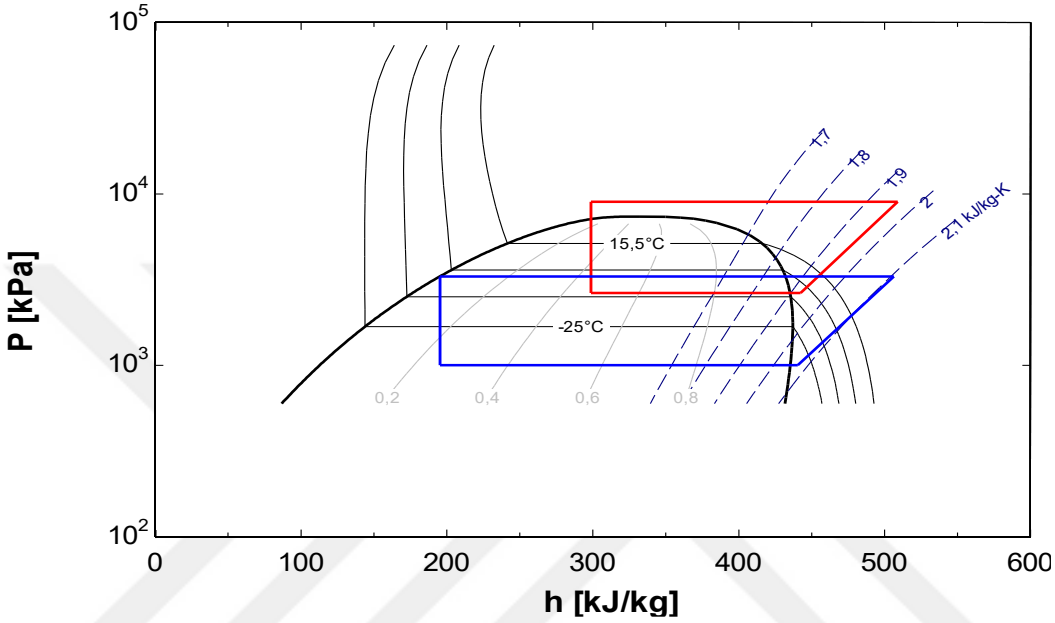
3.1 Çevrim Yapıları ve P-h Diyagramları

3.1.1 Geleneksel Kaskad Soğutma Sistemi



Şekil 3.1 Geleneksel kaskad buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi

Kaskad buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleri, çok düşük sıcaklık gereksinimi bulunan uygulamalarda tek kademeli sistemlerin sınırlarını aşmak amacıyla geliştirilmiş, birbirine bağlı iki ayrı çevrimden oluşan sistemlerdir. Bu çevrimler, yüksek sıcaklık ve düşük sıcaklık olmak üzere iki ayrı devreden oluşur ve aralarındaki ısı değişimi bir ısı değiştiricisi aracılığıyla ısı transferi esasına dayalı olarak gerçekleştirilir.



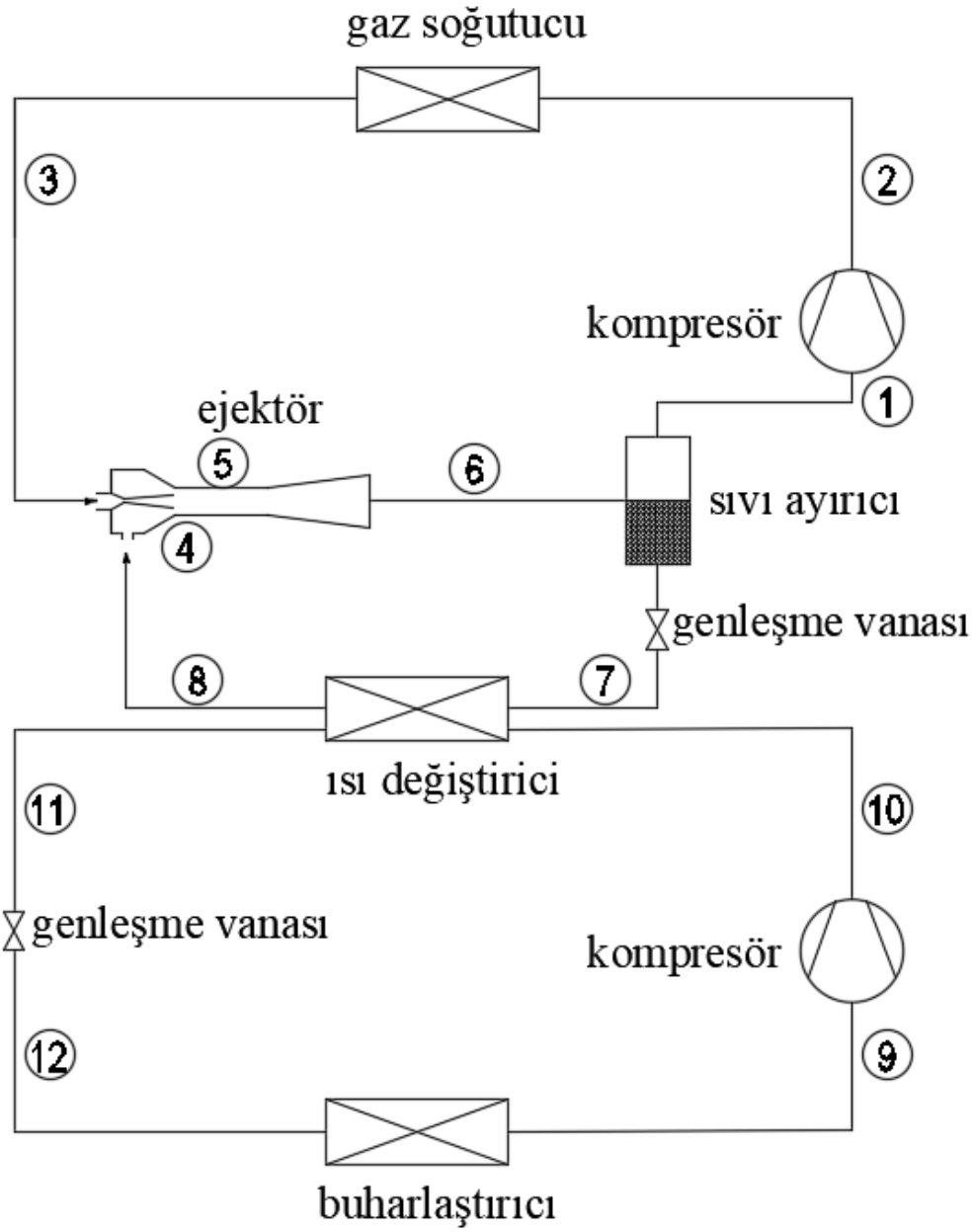
Şekil 3.2 Geleneksel kaskad buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi p-h diyagramı

Düşük sıcaklık çevriminde, soğutucu akışkan buharlaştırıcıda çevreden aldığı ısı ile buharlaşır ve doymuş buhar ya da belirli bir miktar aşırı kızdırılmış buhar hâlinde kompresöre giriş yapar. Kompresörde sıkıştırılan akışkan, sıcaklığı ve basıncı artırılmış şekilde ısı değiştiriciye yönlendirilir. Burada akışkan yoğuşarak ısısını yüksek sıcaklık çevrimine aktarır. Ardından genleşme vanasında basıncı düşürülür ve soğuyan akışkan yeniden buharlaştırıcıya gönderilerek düşük sıcaklık çevrimi tamamlanır.

Yüksek sıcaklık çevriminde ise, ısı değiştiricide düşük sıcaklık çevrim akışkanından ısı alarak buharlaşan soğutucu akışkan kompresörde sıkıştırılır. Kompresörden çıkan yüksek basınç ve sıcaklıktaki akışkan, gaz soğutucuda çevreye ısı vererek soğur. R744 kritik noktanın üzerinde çalıştığı için bu işlem yoğuşma şeklinde değil, gaz fazında ısı atımı şeklinde gerçekleşir. Soğuyan akışkan, genleşme vanasında basıncı düşürülerek yeniden ısı değiştiriciye gönderilir ve burada düşük sıcaklık çevriminden gelen ısıyı alarak tekrar buharlaşır.

Bu sistemde her iki çevrimin senkronize ve kararlı çalışması büyük önem taşımaktadır. Ara sıcaklık seviyesinin doğru belirlenmesi çevrim performansı üzerinde belirleyici bir etkiye sahiptir. Ayrıca, farklı termodinamik özelliklere sahip iki soğutucu akışkanın birlikte kullanılması sayesinde, hem daha düşük sıcaklıklara erişmek mümkün olmakta hem de her çevrimde optimum performans sağlanabilmektedir.

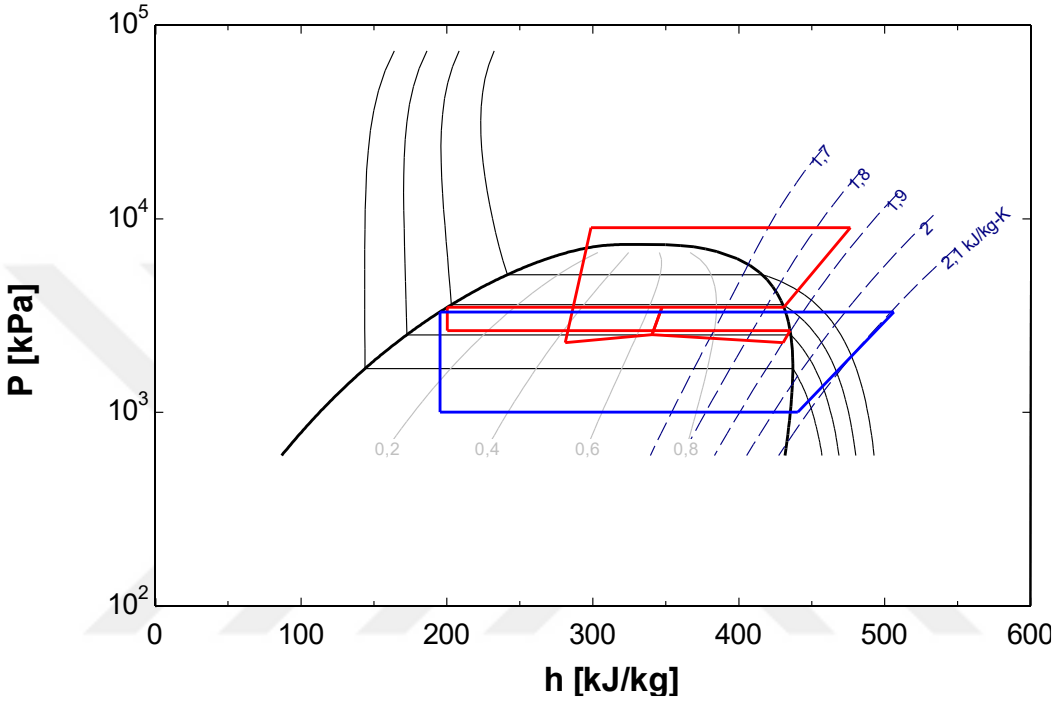
3.1.2 Ejektör Entegreli Kaskad Soğutma Sistemi



Şekil 3.3 Ejektörlü kaskad buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi

Ejektör entegreli kaskad soğutma çevrimleri, geleneksel kaskad sistemlerde yüksek sıcaklık tarafında karşılaşılan kısılma kayıplarını azaltmak amacıyla geliştirilmiş

sistem konfigürasyonlarıdır. Bu sistemlerde, yüksek sıcaklık çevrimine entegre edilen ejektör bileşeni sayesinde, kısılma süreci sırasında kaybedilen kayıplar azaltılmakta ve böylece sistemin soğutma etkinlik katsayısında (COP) artış sağlanmaktadır. Yapı, yüksek sıcaklık ve düşük sıcaklık olmak üzere iki çevrimden oluşmakta; çevrimler, ısı değiştiricisi aracılığıyla ısı transferi esasına dayalı olarak entegre biçimde çalışmaktadır.



Şekil 3.4 Ejektörlü kaskad buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi p-h diyagramı

Gaz soğutucudan çıkan ve yüksek basınca sahip olan soğutucu akışkan, ejektörün birincil lülesine giriş yapar. Birincil akışkan lülede hızlandırılarak basıncı düşürülür ve bu süreç karışım bölgesi girişinde düşük bir basınç alanı oluşturur. Oluşan bu basınç farkı sonucunda ikincil akışkan ejektöre çekilir. Birincil ve ikincil akışkanlar karışım odasında momentum transferi yoluyla karışarak difüzör bölümüne geçerler ve difüzörde hız azalırken basınç artar. Bu süreç sayesinde kısılma kaynaklı kayıpların bir kısmı geri kazanılmış olur.

Ejektör çıkışındaki çift fazlı karışım, sıvı ayırıcıya yönlendirilir ve burada sıvı ile buhar fazları ayrılır. Sıvı fazdaki akışkan, genleşme vanasından geçirilerek ısı değiştiriciye gönderilir; burada düşük sıcaklık çevrimi tarafından sağlanan ısı ile buharlaşır ve tekrar ejektöre girer. Sıvı ayırıcıdan çıkan buhar fazı ise doğrudan kompresöre girer, sıkıştırılarak gaz soğutucuya yönlendirilir.

Düşük sıcaklık çevriminde ise geleneksel yapı korunmuştur. Kompresörden çıkan yüksek basınçlı soğutucu akışkan, ısı değiştiricide yoğuşur; ardından genleşme vanasında basıncı düşürülerek buharlaştırıcıya girer. Burada ortamdan ısı alarak buharlaşır ve tekrar kompresöre yönlendirilerek çevrim tamamlanır.

Bu sistem konfigürasyonu sayesinde, özellikle yüksek sıcaklık çevrimindeki kısılma kayıplarının azaltıldığı ve kompresör üzerindeki yükün hafifletildiği görülmektedir. Böylece sistemin hem soğutma etkinliği katsayısı (COP) hem de ekserji verimi açısından geleneksel kaskad çevrimlere kıyasla daha yüksek performans sergilemektedir.

3.2 Soğutma Sisteminde Kullanılan Ana Bileşenler

3.2.1 Kompresör

Kompresör, buhar fazındaki soğutucu akışkanı düşük basınç seviyesinden yüksek basınca çıkararak sistemin devamlılığını sağlayan bir ekipmandır. Buharlaştırıcıdan çıkan buhar fazındaki akışkan kompresörde sıkıştırılarak, yoğuşturucu veya gaz soğutucu basıncına yükseltilir. Böylece sistem boyunca soğutucu akışkanın dolaşımı ve çevrimin sürekliliği sağlanır.

R744 kullanılan sistemlerde, kompresörlerin yüksek basınçlara dayanıklı olması gerekir. Bu tür uygulamalarda tercih edilen kompresörler; kompakt ve hafif yapılarıyla sistem entegrasyonunu kolaylaştırmalı, yüksek enerji verimliliğine sahip olmalı ve düşük ses seviyesiyle, minimal titreşimde çalışacak şekilde optimize edilmelidir.

3.2.2 Gaz Soğutucu

Soğutucu akışkan buharlaştırıcı çıkışında çevreden ısı alır ve kompresöre girerek sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sonrasında yüksek sıcaklığa ulaşan soğutucu akışkanın ısısının çevreye atılması, gaz soğutucu aracılığıyla gerçekleştirilir. Soğutucu akışkan olarak R744 kullanılan sistemler transkritik bölgede çalıştıkları için gaz soğutucu içerisindeki ısı atımı sürecinde iki fazlı yoğuşma meydana gelmez. Bu nedenle transkritik soğutma çevrimlerinde yoğuşturucu yerine gaz soğutucu terimi kullanılmaktadır.

3.2.3 Genleşme Vanası

Genleşme vanası veya kısılma vanası, soğutucu akışkanın basıncını yoğuşturucu ya da gaz soğutucu basıncından buharlaştırıcı basıncına düşüren ekipmandır. Kısılma işlemi sonucunda akışkanın basıncı ve sıcaklığı düşer; böylece buharlaştırıcıda soğutma etkisinin oluşması için gerekli sıcaklık farkı oluşturulur.

Vanalar genellikle yaylı mekanizmalar veya termostatik kontrol sistemleriyle donatılmaktadır. Bu sayede sistemin buharlaşma basıncı ve dolayısıyla buharlaşma sıcaklığı kontrol altında tutulabilir. Bu kontrol, sistemin istenilen soğutma etkisini sürdürebilmesi açısından kritik öneme sahiptir. Özellikle düşük sıcaklık uygulamalarında, genleşme vanasının hassasiyeti sistem kararlılığı açısından belirleyici bir parametredir.

3.2.4 Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı, sıvı fazdaki soğutucu akışkanın ortamdan ısı çekerek buhar fazına geçtiği ısı değiştirici ekipmandır. Buharlaştırıcıda çekilen ısı miktarı, sistemin soğutma kapasitesini doğrudan belirleyen temel parametredir.

Soğutucu akışkanın homojen ve hızlı buharlaşmasını sağlamak için buharlaştırıcılar yüksek ısı transfer katsayısına sahip olacak şekilde tasarlanır. Bu amaçla geniş ısı transfer yüzey alanları ve türbülanslı akış rejimini destekleyen iç yüzey geometrileri kullanılır. Bu tasarım yaklaşımı, buharlaştırıcıdaki ısı geçişinin artırılmasına ve sistemin istenen soğutma performansının kararlı biçimde sürdürülebilmesine katkı sağlar.

3.2.5 Sıvı Ayırıcı

Ejektör entegreli kaskad soğutma sistemlerinde, buhar ve sıvı fazların ayrılmasını sağlayan ekipmanlara sıvı ayırıcı denir. Sistemde iki fazın ayrıştırılması, kompresörün güvenli ve kararlı çalışması açısından kritik öneme sahiptir. Sıvı ayırıcı, buhar fazının doğrudan kompresöre yönlendirilmesini sağlayarak kompresöre sıvı girişini önler; böylece mekanik hasar riskini azaltır ve kompresör ömrünün uzamasına katkıda bulunur.

Sıvı fazın buharlaştırıcı hattına yönlendirilmesi, buharlaştırıcı yüzeylerinde daha etkin bir ısı transferi oluşmasına yardımcı olur. Bu durum, sistem performansının kararlı biçimde sürdürülmesine ve dolaylı olarak soğutma kapasitesi ile COP

iyileştirilmesine katkı sağlar. Bu nedenle sıvı ayırıcı, özellikle ejektörlü sistemlerde faz ayırma ve akış kararlılığı açısından önemli bir bileşen olarak görev yapar.

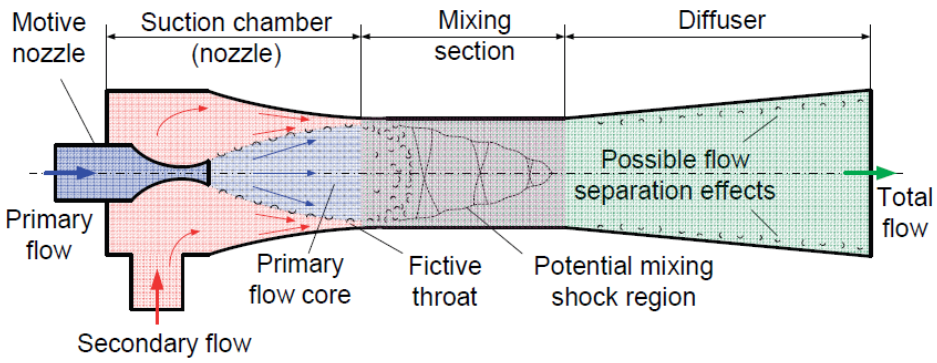
3.2.6 Isı Değiştirici

Kaskad soğutma sistemlerinde kullanılan ısı değiştirici, iki çevrim arasında ısı geçişini sağlayan temel bir bileşendir. Düşük sıcaklık çevriminde yoğuşan soğutucu akışkanın taşıdığı ısı, aynı ekipmanda yüksek sıcaklık çevrimindeki akışkan tarafından soğurularak buharlaşmasına neden olur. Böylece iki çevrim, farklı çalışma sıcaklıklarına sahip olsalar bile tek bir ısı değiştirici üzerinden enerji alışverişi yaparak birbirine entegre edilir ve sistem performansı optimize edilir.

Isı değiştiricinin doğru tasarlanması, her iki çevrimin kararlı ve verimli çalışmasını doğrudan etkilemektedir. Isı transfer alanının büyüklüğü, akışkanların akış yönleri ve çevrimler arasındaki sıcaklık farkları, ısı değiştirici etkinliği üzerinde belirleyici faktörlerdir.

3.2.7 Ejektör

Ejektör, yüksek basınçtaki birincil akışkanın sahip olduğu kinetik enerjiyi kullanarak daha düşük basınçtaki ikincil akışkanın ejektöre çekilmesini sağlayan bir akış kontrol elemanıdır. Ejektör birincil lüle, ikincil giriş, karışım odası ve difüzörden oluşan dört temel bileşenden oluşur. Birincil akışkan lüleden geçerken hız kazanır ve basıncı düşer; oluşan düşük basınç bölgesi ikincil akışkanın ejektöre çekilmesine olanak tanır. Karışım odasında birincil ve ikincil akışkanlar momentum transferi yoluyla karışır ve karışım, difüzörde kinetik enerjisinin basınca dönüştürülmesiyle daha yüksek bir çıkış basıncına ulaşır. Bu sayede ejektör, kısılma kayıplarının bir kısmını geri kazanarak sistemin performansını artırır.



Şekil 3.5 Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörün yapısı [33]

4
MATERYAL METOT

4.1 Çalışmanın Kapsamı ve Hedefi

Bu bölümde, özellikle düşük sıcaklık ticari soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan kaskad buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri ele alınmaktadır. Kaskad buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörün geleneksel sistemlere göre performansları karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.

Çalışmada, düşük sıcaklık çevriminde R290, R41, R170 ve Xe olmak üzere dört farklı soğutucu akışkan kullanıldığı, yüksek sıcaklık çevriminde ise R744 soğutucu akışkanının yer aldığı kaskad sistem tasarlanmış ve analiz edilmiştir. Her bir soğutucu akışkanı için hem geleneksel hem de ejektörlü kaskad sistem konfigürasyonları ayrı ayrı modellenmiş ve karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. COP ve ekserjiye katkısı değerlendirilmiş ve kullanılan alternatif akışkanlara ait performans değerleri karşılaştırmalı olarak grafiklerle sunulmuştur.

4.2 Kullanılan Yöntem ve Simülasyon Aracı

Bu çalışmada gerçekleştirilen tüm termodinamik modelleme ve analizler, EES yazılımı kullanılarak yapılmıştır. EES; mühendislik sistemlerinin enerji ve ekserji temelli çözümlerinde yaygın olarak kullanılan, denklem tabanlı bir simülasyon aracıdır. Kullanıcıya fiziksel süreçleri doğrudan matematiksel ifadelerle tanımlama imkânı sunan yapısı sayesinde, karmaşık çevrimlerin modellenmesinde yüksek düzeyde esneklik sağlamaktadır. Yazılımın içinde entegre olarak sunulan kapsamlı termofiziksel veri tabanı sayesinde, çok sayıda soğutucu akışkanın entalpi, entropi ve yoğunluk gibi özellikleri, sıcaklık ve basınç gibi parametrelere bağlı olarak yüksek hassasiyetle hesaplanabilmektedir. Ayrıca kullanıcı tanımlı prosedürler,

yinelemeli algoritmalar ve mantıksal kontrol yapıları sayesinde sistemin dinamik davranışları ayrıntılı biçimde modellenebilmektedir.

Modellemeler EES yazılımı ortamında oluşturulmuş; sistemin enerji ve ekserji analizlerinde kullanılan denklemler ve kabul edilen varsayımlar detaylı biçimde açıklanmış ve sistemin COP ve ekserji verimi hesaplanmıştır. Ayrıca, sistem bileşenlerinin tamamına yönelik ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Ejektörlü sistem modelinde sabit alan karışımına dayalı bir yapı esas alınmış; karışım oranı yinelemeli hesaplama yöntemi ile dengeye getirilmiştir [15]. Geliştirilen bu yapı sayesinde, ejektör entegreli ve geleneksel sistemlerin karşılaştırmalı termodinamik performansları sistematik bir biçimde analiz edilmiştir.

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

R290 8000 - 12000 kPa | R41 8000 - 12000 kPa | R170 8000 - 12000 kPa | Xe 8000 - 12000 kPa

1..30	1 P_{gc} [kPa]	2 COP [-]	3 $\eta_{ex;system}$ [%]	4 Ex_{in} [kW]	5 $Exdest_{comp}$ [kW]	6 $Exdest_{gc}$ [kW]	7 $exdest_{hex}$ [kW]	8 $Exdest_{ev}$ [kW]
Run 1	8000	1,201	24,21	1,665	0,1813	0,1306	0,05969	0,5331
Run 2	8138	1,39	28	1,439	0,1463	0,115	0,06019	0,3646
Run 3	8276	1,466	29,54	1,364	0,1345	0,1149	0,06037	0,3041
Run 4	8414	1,495	30,11	1,338	0,1301	0,1199	0,06046	0,2781
Run 5	8552	1,506	30,34	1,328	0,1281	0,1264	0,06051	0,2637
Run 6	8690	1,509	30,41	1,325	0,1273	0,1336	0,06054	0,2544
Run 7	8828	1,508	30,39	1,326	0,127	0,1411	0,06057	0,248
Run 8	8966	1,505	30,32	1,329	0,127	0,1486	0,06059	0,2433
Run 9	9103	1,5	30,22	1,334	0,1273	0,1562	0,06061	0,2399
Run 10	9241	1,494	30,09	1,339	0,1277	0,1638	0,06063	0,2373
Run 11	9379	1,487	29,95	1,345	0,1283	0,1713	0,06064	0,2354
Run 12	9517	1,479	29,8	1,352	0,1289	0,1787	0,06066	0,2339
Run 13	9655	1,471	29,64	1,36	0,1296	0,186	0,06067	0,2329
Run 14	9793	1,463	29,48	1,367	0,1303	0,1933	0,06068	0,2321
Run 15	9931	1,455	29,31	1,375	0,1311	0,2005	0,06069	0,2317
Run 16	10069	1,446	29,14	1,383	0,1318	0,2076	0,0607	0,2314
Run 17	10207	1,438	28,98	1,391	0,1326	0,2147	0,0607	0,2314
Run 18	10345	1,43	28,81	1,399	0,1334	0,2216	0,06071	0,2315
Run 19	10483	1,421	28,64	1,407	0,1342	0,2284	0,06072	0,2317
Run 20	10621	1,413	28,47	1,415	0,1351	0,2352	0,06072	0,2321
Run 21	10759	1,405	28,31	1,424	0,1359	0,2419	0,06073	0,2326
Run 22	10897	1,397	28,14	1,432	0,1367	0,2485	0,06074	0,2332
Run 23	11034	1,389	27,98	1,44	0,1376	0,2551	0,06074	0,2338
Run 24	11172	1,381	27,82	1,448	0,1384	0,2615	0,06075	0,2346
Run 25	11310	1,373	27,66	1,457	0,1392	0,2679	0,06075	0,2354
Run 26	11448	1,365	27,51	1,465	0,14	0,2742	0,06076	0,2362
Run 27	11586	1,358	27,35	1,473	0,1408	0,2804	0,06076	0,2372
Run 28	11724	1,35	27,2	1,482	0,1417	0,2866	0,06076	0,2382
Run 29	11862	1,343	27,05	1,49	0,1425	0,2927	0,06077	0,2392
Run 30	12000	1,335	26,9	1,498	0,1433	0,2987	0,06077	0,2403

Şekil 4.1 EES yazılmı ekran görüntüsü

4.3 İncelenen Çalışma Parametreleri

Analizlerde aşağıda belirtilen dört ana sistem parametresi ayrı ayrı değiştirilmiş ve her bir durumda elde edilen COP, ekserji verimi, kompresör enerji tüketimi ve soğutma elemanlarında oluşan ekserji yıkımları değerlendirilmiştir:

- Gaz soğutucu basıncı: 8000-12000 kPa aralığında değiştirilmiştir.
- Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı: 32 °C-45 °C aralığında analiz edilmiştir.
- Isı değiştiricide R744'ün buharlaşma sıcaklığı: -20 °C ile 5 °C arasında değiştirilmiştir.
- Buharlaştırıcı sıcaklığı: -50 °C ile -20 °C arasında değiştirilmiştir.
- Her bir çalışma durumunda COP, sistem ekserji verimi grafiklerle sunulmuş, bileşen bazlı yıkımlar tablolaştırılmış ve sistemler performans açısından karşılaştırılmıştır.

4.4 Ejektör Entegreli Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi

Bu bölümde, ejektörlü kaskad soğutma sisteminin termodinamik performansı teorik olarak analiz edilmiştir. Termodinamik modelleme kullanımı, farklı tasarım parametre ve çalışma koşulları altında çevrim performansının değerlendirilmesine olanak tanır. Çalışmada, ejektör modeli olarak sabit alan karışım teorisine dayalı model esas alınmıştır ve sistemin matematiksel modelleme denklemleri sunulmuştur. Modelde ejektörün temel bileşenleri olan birinci lüle, ikincil giriş ve difüzör ayrı ayrı dikkate alınmış ve her biri için izentropik verimlilik varsayımı kullanılarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

4.4.1 Termodinamik Modellemede Kabul Edilen Varsayımlar

Modelleme kapsamında aşağıdaki temel varsayımlar benimsenmiştir:

- Ejektörde karışım sabit alanda gerçekleşmektedir.
- Ejektörün lüle ve difüzör izentropik verim değerleri bilinmektedir [34].
- Karışım bölgesi girişinde birincil ve ikincil akışkanların basınçları eşit değerdedir. Bu değer, akışkan buharlaşma sıcaklığının 5 K altına karşılık gelen sabit doyma basıncındaki değerdir [35].

- Gaz soğutucu ve buharlaştırıcı fanlarının elektrik tüketimleri ihmal edilmiştir.
- Çevre ile sistemde arasında buharlaştırıcı ve gaz soğutucu dışındaki elemanlarda çevre ile ısı alışverişi olmadığı kabul edilmiştir.
- Akış olarak homojen denge akış modeli kabulü yapılmıştır.
- Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı bilinmektedir.
- Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Sıvı ayırıcının %100 verimli olduğu kabul edilmiştir.
- Isı değiştirici sıcaklık farkı 5 °C olarak alınmıştır. [36].
- Analizlerde, düşük sıcaklık çevriminde yer alan kompresörün izentropik verimi %70 olarak sabit kabul edilmiştir. [37].
- Ejektör giriş ve çıkış noktalarındaki hızlar ihmal edilmiştir.
- Genleşme vanalarında kısılma işlemi izentalpik kabul edilmiştir.
- Çevrimler kararlı rejimde çözülmüştür.

4.4.2 Geleneksel Kaskad Sistem Enerji Analizi Denklemleri

Herhangi bir kontrol hacmi için kararlı akış koşullarında enerji korunumuna ilişkin denklem aşağıda verilmiştir.

$$\sum \dot{m} \cdot h_{giriş} = \sum \dot{m} \cdot h_{çıkış} \tag{4.1}$$

Modelin çözümünü kolaylaştırmak amacıyla aşağıdaki noktalar arasındaki basınç farkları ihmal edilmiştir.

$$P_2 = P_3 = P_{gs} \tag{4.2}$$

$$P_1 = P_4 \tag{4.3}$$

$$P_7 = P_6 \tag{4.4}$$

$$P_8 = P_5 = P_b \tag{4.5}$$

İzentropik verimin hesaplanmasında ilk adım, kompresörün giriş ve çıkış basınçlarından sıkıştırma oranının elde edilmesidir [38].

$$PR = \frac{P_2}{P_1} \tag{4.6}$$

Sıkıştırma oranı ile aşağıdaki bağıntı kullanılarak izentropik verim hesaplanır [38].

$$\eta_{\text{komp}_1} = 0{,}815 + 0{,}022 \cdot PR - 0{,}0041 \cdot (PR)^2 + 0{,}0001 \cdot (PR)^3 \tag{4.7}$$

Kompresör çıkış entalpisi, izentropik verim esas alınarak hesaplanmıştır. İzentropik çıkış entalpisi, giriş entalpisi ve verim değeri kullanılarak belirlenmiştir. Çıkıştaki entropi değeri ise, hesaplanan entalpi ve gaz soğutucu basıncı yardımıyla elde edilmiştir.

$$s_{2,s} = s_1 \tag{4.8}$$

$$h_{2,s} = f\left(s_{2,s}, P_2\right) \tag{4.9}$$

$$\mathrm{h}_2 = \left(\frac{\mathrm{h}_{2,s} - \mathrm{h}_1}{\eta_{\text{komp}_1}}\right) + \mathrm{h}_1 \tag{4.10}$$

$$s_2 = f(P_2, h_2) \tag{4.11}$$

Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ve basıncı bilindiğinden, bu noktadaki entalpi ve entropi değerleri doğrudan hesaplanabilmektedir.

$$h_3 = f(P_3, T_3) \tag{4.12}$$

$$s_3 = f(P_3, T_3) \tag{4.13}$$

Genleşme vanasının izentalpik çalıştığı varsayımıyla, çıkış entalpisi giriş entalpisine eşit alınmıştır.

$$h_3 = h_4 \tag{4.14}$$

$$P_4 = P_{doyma}(T_4) \tag{4.15}$$

$$s_4 = f(P_4, h_4) \tag{4.16}$$

Aşırı kızdırma değerinin biliniyor olması nedeniyle, ısı değiştirici çıkışındaki entalpi ve entropi değerleri basınç ve sıcaklık yardımıyla doğrudan belirlenmiştir.

$$h_1 = f(P_1, T_1) \tag{4.17}$$

$$s_1 = f(P_1, T_1) \tag{4.18}$$

Düşük sıcaklık çevriminde, ısı değiştirici çıkış basıncının akışkanın doymuş buhar basıncı olduğu kabul edilmiştir.

$$P_7 = P_{doyma}(T_7) \tag{4.19}$$

$$h_7 = f(P_7, x_7) \tag{4.20}$$

$$s_7 = f(P_7, x_7) \tag{4.21}$$

Genleşme vanasının izentalpik çalıştığı kabul edilerek, çıkış entalpisi giriş entalpisine eşit alınmıştır.

$$h_7 = h_8 \tag{4.22}$$

$$P_8 = P_{doyma}(T_8) \tag{4.23}$$

$$s_8 = f(P_8, h_8) \tag{4.24}$$

Düşük sıcaklık çevriminin kompresör giriş noktasının basınç ve aşırı kızdırma sıcaklığı bilindiğinden, entalpi ve entropi değerleri doğrudan hesaplanabilmektedir.

$$h_5 = f(P_5, T_5) \tag{4.25}$$

$$s_5 = f(P_5, T_5) \tag{4.26}$$

Kompresörün izentropik verimi yardımıyla çıkış entalpisi elde edilmiştir.

$$\eta_{\mathrm{komp}_2} = 0{,}70 \tag{4.27}$$

$$s_5 = s_{6,s} \tag{4.28}$$

$$h_{6,s} = f\left(s_{6,s}, P_6\right) \tag{4.29}$$

$$\mathrm{h}_6 = \left(\frac{\mathrm{h}_{6,s} - \mathrm{h}_5}{\eta_{\mathrm{komp}_2}}\right) + \mathrm{h}_5 \tag{4.30}$$

$$s_6 = f(h_6, P_6) \tag{4.31}$$

Gaz soğutucunun kapasitesi aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{gs} = \dot{m}_1(h_2 - h_3) \tag{4.32}$$

Isı değiştiricideki enerji dengesi, her iki çevrim esas alınarak aşağıdaki bağıntı ile ifade edilmiştir.

$$\dot{Q}_{ıd} = \dot{m}_1(h_1 - h_4) = \dot{m}_2(h_6 - h_7) \tag{4.33}$$

Buharlaştırıcıda kapasitesi aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_2(h_5 - h_8) \tag{4.34}$$

Sistemin COP değeri aşağıdaki ifade ile hesaplanmaktadır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{W}_1 + \dot{W}_2} = \frac{\dot{m}_2(h_5 - h_8)}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_2(h_6 - h_5)} \tag{4.35}$$

4.4.3 Geleneksel Kaskad Sistem Ekserji Analizi Denklemleri

Geleneksel sistemdeki her bir bileşenin ekserji yıkımı, aşağıda verilen denklemler kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda çevresel referans koşullar olarak standart atmosferik ortam kabul edilmiştir.

$$T_0 = 300K \tag{4.36}$$

$$T_L = T_b + 5 \tag{4.37}$$

$$h_0 = f(T = T_0, P = 101{,}325\ kPa) \tag{4.38}$$

$$s_0 = f(T = T_0, P = 101{,}325\ kPa) \tag{4.39}$$

Ekserji, bir sistemin çevresine göre işe dönüştürülebilir maksimum enerji potansiyelini tanımlayan termodinamik bir büyüklüktür. Ekserji, referans çevre koşullarına göre entalpi ve entropi farklarıyla ifade edilir ve literatürde aşağıdaki şekilde tanımlanır [39].

$$\dot{E}_{x,j} = \dot{m}_j[(h_j - h_0) - T_0(s_j - s_0)] \tag{4.40}$$

$\dot{E}_{x,j}$, birim zamanda taşınan ekserji miktarını; $\dot{m}_j$ kütlesel debiyi; h_j ve s_j, akışkanın ilgili noktadaki entalpi ve entropisini; h_0 ve s_0 çevre koşullarındaki referans değerleri; T_0 ise referans sıcaklığı ifade etmektedir. Bu ifade, bir akışkanın belirli bir noktadaki çevreye göre sahip olduğu kullanılabilir enerjiyi temsil eder.

Ekserji daha detaylı olarak, termal ekserji (e^T) ve mekanik ekserji (e^M) olmak üzere iki bileşene ayrılabilir. Bu ayrım, özellikle referans basınç ve sıcaklıktan farklı koşullarda çalışan sistemlerin detaylı analizlerinde önem arz eder. Bu sayede ekserji bileşenlerinin ayrı ayrı değerlendirilmesi ve sistem performansının detaylı analizi mümkün hâle gelmektedir.

Ekserji, sıcaklık ve basınç farklarından kaynaklanan etkilerin ayrı ayrı dikkate alındığı termal ve mekanik bileşenlerin toplamı şeklinde ifade edilmekte ve aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanmaktadır [23].

$$e^{PH} = e^{T} + e^{M} \tag{4.41}$$

$$e^{T} = [(h - h_{p,T_0}) - T_0(s - s_{p,T_0})]_{P=sabit} \tag{4.42}$$

$$e^{M} = [(h_{p,T_0} - h_0) - T_0(s_{p,T_0} - s_0)]_{T_0=sabit} \tag{4.43}$$

Kompresörde ekserji hesaplamaları, giriş ve çıkış noktalarındaki akışkanın çevresel koşullara göre belirlenen entalpi ve entropi farkları dikkate alınarak aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{E}_{x,1} = \dot{m}_1[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] \tag{4.44}$$

$$\dot{E}_{x,2} = \dot{m}_1[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] \tag{4.45}$$

$$\dot{E}_{x,komp_1,yıkım} = \dot{E}_{x,1} - \dot{E}_{x,2} + W_{komp_1} \tag{4.46}$$

$$\dot{E}_{x,komp_1,sağlanan} = \dot{W}_{komp_1} \tag{4.47}$$

$$\dot{E}_{x,komp_1,kazanılan} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,1} \tag{4.48}$$

Gaz soğutucuya ait ekserji analizine ilişkin hesaplamalar aşağıda verilmiştir.

$$\dot{E}_{x,3} = \dot{m}_1[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] \tag{4.49}$$

$$\dot{E}_{x,gs,yıkım} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,3} - \dot{Q}_{gs}\left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \tag{4.50}$$

$$\dot{E}_{x,gs,sağlanan} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,3} \tag{4.51}$$

$$\dot{E}_{x,gs,kazanılan} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,3} - \dot{E}_{x,gs,yıkım} \tag{4.52}$$

Genleşme vanasına ait ekserji analizine ilişkin hesaplamalar aşağıdaki bağıntılarla gerçekleştirilmiştir.

$$\dot{E}_{x,4} = \dot{m}_1[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] \tag{4.53}$$

$$\dot{E}_{x,ks_1,sağlanan} = \dot{m}_1(e_3^M + e_3^T - e_4^M) \tag{4.54}$$

$$\dot{E}_{x,ks_1,kazanılan} = \dot{m}_1 e_4^T \tag{4.55}$$

$$\dot{E}_{x,ks_1,yıkım} = \dot{E}_{x,ks_1,sağlanan} - \dot{E}_{x,ks_1,kazanılan} \tag{4.56}$$

Düşük sıcaklık çevrimindeki kompresör için ekserji analizine ilişkin hesaplamalar aşağıda sunulmuştur.

$$\dot{E}_{x,5} = \dot{m}_2[(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)] \quad (4.57)$$

$$\dot{E}_{x,6} = \dot{m}_2[(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)] \quad (4.58)$$

$$\dot{E}_{x,komp\ _2,yıkım} = \dot{E}_{x,5} - \dot{E}_{x,6} + W_{komp_2} \quad (4.59)$$

$$\dot{E}_{x,komp_2,sağlanan} = \dot{W}_{komp_2} \quad (4.60)$$

$$\dot{E}_{x,komp_2,kazanılan} = \dot{E}_{x,6} - \dot{E}_{x,5} \quad (4.61)$$

İkinci çevrimdeki genleşme vanasına ait ekserji analizleri aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{x,7} = \dot{m}_2[(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] \quad (4.62)$$

$$\dot{E}_{x,ks_2,sağlanan} = \dot{m}_2(e_7^M + e_7^T - e_8^M) \quad (4.63)$$

$$\dot{E}_{x,ks_2,kazanılan} = \dot{m}_2 e_8^T \quad (4.64)$$

$$\dot{E}_{x,ks_2,yıkım} = \dot{E}_{x,ks_2,sağlanan} - \dot{E}_{x,ks_2,kazanılan} \quad (4.65)$$

Buharlaştırıcıya ısı girişi ve çevresel koşullar dikkate alınarak, ekserji analizi aşağıdaki denklemlerle gerçekleştirilmiştir.

$$\dot{E}_{x,8} = \dot{m}_2[(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)] \quad (4.66)$$

$$\dot{E}_{x,b,yıkım} = \dot{E}_{x,8} - \dot{E}_{x,5} + \dot{Q}_B\left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \quad (4.67)$$

$$\dot{E}_{x,b,sağlanan} = \dot{E}_{x,8} - \dot{E}_{x,5} \quad (4.68)$$

$$\dot{E}_{x,b,kazanılan} = \dot{E}_{x,8} - \dot{E}_{x,5} - \dot{E}_{x,b,yıkım} \quad (4.69)$$

Isı değiştiriciye ait ekserji analizine ilişkin hesaplamalar aşağıda verilmiştir.

$$\dot{E}_{x,ıd,yıkım} = \dot{E}_{x,4} - \dot{E}_{x,1} + \dot{E}_{x,6} - \dot{E}_{x,7} \quad (4.70)$$

$$\dot{E}_{x,ıd,sağlanan} = \dot{E}_{x,4} - \dot{E}_{x,1} \quad (4.71)$$

$$\dot{E}_{x,ıd,kazanılan} = \dot{E}_{x,7} - \dot{E}_{x,6} \quad (4.72)$$

Toplam sistem ekserji yıkımı, her bir bileşen için ayrı ayrı hesaplanan yıkım değerlerinin toplamı şeklinde aşağıdaki bağıntı ile ifade edilmiştir.

$$\dot{E}_{x,yıkım,toplam} = \dot{E}_{x,komp\ 1,yıkım} + \dot{E}_{x,komp\ 2,yıkım} + \dot{E}_{x,gs,yıkım} + \dot{E}_{x,ks\ 1,yıkım} + \dot{E}_{x,ks\ 2,yıkım} + \dot{E}_{x,ıd,yıkım} + \dot{E}_{x,b,yıkım} \quad (4.73)$$

Sistem bileşenlerinin performansı aşağıdaki eşitliklerle belirlenmiştir [23].

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{x,bileşen,kazanılan}}{\dot{E}_{x,bileşen,sağlanan}} \quad (4.74)$$

$$y_k = \frac{\dot{E}_{x,bileşen,yıkım}}{\dot{E}_{x,sistem,sağlanan}} \quad (4.75)$$

$$y_k^* = \frac{\dot{E}_{x,bileşen,yıkım}}{\dot{E}_{x,yıkım,toplam}} \quad (4.76)$$

Sistemdeki toplam iş girdisi esas alınarak, sistemin ekserji verimi aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{x,sistem,sağlanan} = \dot{W}_{komp_1} + \dot{W}_{komp_2} \quad (4.77)$$

$$\eta = \frac{\dot{E}_{x,kazanılan}}{\dot{E}_{x,sağlanan}} = 1 - \frac{\dot{E}_{x,toplam,yıkım} + \dot{E}_{x,kayıp}}{\dot{E}_{x,sağlanan}} \quad (4.78)$$

4.4.4 Ejektörlü Kaskad Sistem Enerji Analizi Denklemleri

Kararlı akış koşullarında herhangi bir kontrol hacmi için enerji korunumuna ilişkin genel denklem aşağıda verilmiştir.

$$\sum \dot{m} \cdot h_{giriş} = \sum \dot{m} \cdot h_{çıkış} \quad (4.79)$$

Çevrimde belirli noktalar arasında basınç düşümünün olmadığı kabul edilmiştir. Bu, modeldeki çözüm karmaşıklığını azaltmaktadır.

$$P_{10} = P_{11} \quad (4.80)$$

$$P_8 = P_7 \quad (4.81)$$

$$P_2 = P_3 = P_{gs} \quad (4.\ 82)$$

$$P_9 = P_{12} = P_b \quad (4.83)$$

Kompresörün izentropik verimi, giriş ve çıkış basınçları arasındaki oran esas alınarak belirlenmektedir. İlgili basınç oranları aşağıdaki gibi tanımlanmıştır [38].

$$PR = \frac{P_2}{P_1} \tag{4.84}$$

Hesaplanan sıkıştırma oranı, literatürde yer alan bir bağıntı aracılığıyla kullanılarak kompresörün izentropik verimi belirlenmektedir [38].

$$\eta_{\text{komp}_1} = 0{,}815 + 0{,}022 \cdot PR - 0{,}0041 \cdot (PR)^2 + 0{,}0001 \cdot (PR)^3 \tag{4.85}$$

İzentropik verim esas alınarak kompresör çıkışındaki entalpi değeri belirlenmiştir. Çıkış entropisi ise, elde edilen entalpi ve çıkış basıncı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$s_{2,s} = s_1 \tag{4.86}$$

$$h_{2,s} = f\left(s_{2,s}, P_2\right) \tag{4.87}$$

$$\mathrm{h}_2 = \left(\frac{\mathrm{h}_{2,s} - \mathrm{h}_1}{\eta_{\text{komp}\,_1}}\right) + \mathrm{h}_1 \tag{4.88}$$

$$s_2 = f(P_2, h_2) \tag{4.89}$$

Gaz soğutucu çıkış noktasında basınç ve sıcaklık değeri bilindiğinden, bu noktadaki termodinamik özellikler doğrudan belirlenebilir.

$$h_3 = f(P_3, T_3) \tag{4.90}$$

$$h_3 = f(P_3, T_3) \tag{4.91}$$

Sıvı ayırıcının %100 verimle çalıştığı varsayılmıştır. Bu nedenle, ayırıcıdan çıkan akışkanın sıvı fazı kısılma vanasına, gaz fazı ise doğrudan kompresöre yönlendirilmiştir. Sıvı fazın tamamı doymuş sıvı kabul edilmiş ve bu noktadaki entalpi değeri buharlaştırıcı giriş entalpisi olarak alınmıştır. Gaz fazına ait entalpi ve entropi değerleri ise kompresör giriş noktası için kullanılmaktadır.

$$h_{6,sıvı} = h_7 \tag{4.92}$$

$$P_7 = P_{doyma}(T_7) \tag{4.93}$$

$$s_{6,sıvı} = f(h_{6,sıvı}, P_6) \tag{4.94}$$

$$s_7 = f(h_7, P_7) \tag{4.95}$$

$$h_{6,gaz} = h_1 \tag{4.96}$$

$$s_1 = f(h_1, P_1) \tag{4.97}$$

Buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklığın bilindiğinden bu noktadaki entalpi ve entropi değerleri, basınç ve sıcaklık bilgilerinden hesaplanmaktadır.

$$h_8 = f(P_8, T_8) \tag{4.98}$$

$$s_8 = f(P_8, T_8) \tag{4.99}$$

Düşük sıcaklık çevriminde, ısı değiştirici çıkışındaki basıncın doymuş sıvıya karşılık gelen basınç olduğu varsayılmıştır. İlgili termodinamik özellikler aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$P_{11} = P_{doyma}(T_{11}) \tag{4.100}$$

$$h_{11} = f(P_{11}, x_{11}) \tag{4.101}$$

$$s_{11} = f(P_{11}, x_{11}) \tag{4.102}$$

Genleşme vanasının izentalpik çalıştığı kabul edildiğinden, çıkıştaki entalpi değeri doğrudan giriş entalpisine eşit alınmıştır.

$$h_{11} = h_{12} \tag{4.103}$$

$$P_{12} = P_{doyma}(T_{12}) \tag{4.104}$$

$$s_{12} = f(P_{12}, h_{12}) \tag{4.105}$$

Düşük sıcaklık çevriminde, kompresör giriş noktasının basıncı ve sıcaklığı bilindiği için, entalpi ve entropi değerleri doğrudan hesaplanabilmektedir.

$$h_9 = f(P_9, T_9) \tag{4.106}$$

$$s_9 = f(P_9, T_9) \tag{4.107}$$

Kompresör izentropik verimliliği esas alınarak çıkış entalpisinin hesaplanmasında kullanılmıştır.

$$\eta_{\mathrm{komp}_2} = 0{,}70 \tag{4.108}$$

$$s_9 = s_{10,s} \tag{4.109}$$

$$h_{10,s} = f\left(s_{10,s}, P_{10}\right) \tag{4.110}$$

$$\mathrm{h}_{10} = \left(\frac{\mathrm{h}_{10,\mathrm{s}} - \mathrm{h}_9}{\eta_{\mathrm{komp}\,2}}\right) + \mathrm{h}_9 \tag{4.111}$$

$$s_{10} = f(h_{10}, P_{10}) \tag{4.112}$$

Sistemdeki ısı değiştirici kapasitesi, giriş çıkış entalpileri ve debiler yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{ıd} = \dot{m}_2(h_8 - h_7) = \dot{m}_3(h_{10} - h_{11}) \quad (4.113)$$

Gaz soğutucu kapasitesi, entalpi farkı esas alınarak belirlenmiştir.

$$\dot{Q}_{gs} = \dot{m}_1(h_2 - h_3) \quad (4.114)$$

Buharlaştırıcıda kapasitesi, ilgili entalpi farkı ve kütlesel debiyle hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_3(h_9 - h_{12}) \quad (4.115)$$

COP, buharlaştırıcıda elde edilen soğutma kapasitesinin kompresörlerin toplam işine oranı olarak hesaplanmıştır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{W}_1 + \dot{W}_2} = \frac{\dot{m}_3(h_9 - h_{12})}{\dot{m}_3(h_{10} - h_{9)} + \dot{m}_1(h_2 - h_1)} \quad (4.116)$$

4.4.5 Ejektörlü Kaskad Sistem Ekserji Analizi Denklemleri

Ejektörlü soğutma sistemine ait her bir bileşenin ekserji hesaplamaları, aşağıda verilen denklemler yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalarda çevresel referans koşullar olarak atmosferik ortam şartları esas alınmıştır.

$$T_0 = 300K \quad (4.117)$$

$$T_L = T_b + 5 \quad (4.118)$$

$$h_0 = f(T = T_0, P = 101{,}325\ kPa) \quad (4.119)$$

$$s_0 = f(T = T_0, P = 101{,}325\ kPa) \quad (4.120)$$

Ejektörlü sistemin yüksek sıcaklık çevrimindeki kompresöre ait ekserji analizi, ekserji tanımına göre yapılmış; sağlanan, kazanılan ve yıkım değerleri entalpi ve entropi farklarına dayalı olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{x,1} = \dot{m}_1[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] \quad (4.121)$$

$$\dot{E}_{x,2} = \dot{m}_1[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] \quad (4.122)$$

$$\dot{E}_{x,komp_1,yıkım} = \dot{E}_{x,1} - \dot{E}_{x,2} + W_{komp_1} \quad (4.123)$$

$$\dot{E}_{x,komp_1,sağlanan} = \dot{W}_{komp_1} \quad (4.124)$$

$$\dot{E}_{x,komp_1,kazanılan} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,1} \quad (4.125)$$

Gaz soğutucunun ekserji analizi aşağıdaki denklemlerle gerçekleştirilmiştir.

$$\dot{E}_{x,3} = \dot{m}_1[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] \quad (4.126)$$

$$\dot{E}_{x,gs,yıkım} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,3} - \dot{Q}_{gs}\left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \quad (4.127)$$

$$\dot{E}_{x,gs,sağlanan} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,3} \quad (4.128)$$

$$\dot{E}_{x,gs,kazanılan} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,3} - \dot{E}_{x,gs,yıkım} \quad (4.129)$$

Genleşme vanasının ekserji analizi aşağıdaki denklemlerle gerçekleştirilmiştir.

$$\dot{E}_{x,6sıvı} = \dot{m}_2[(h_{6sıvı} - h_0) - T_0(s_{6sıvı} - s_0)] \quad (4.130)$$

$$\dot{E}_{x,7} = \dot{m}_2[(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] \quad (4.131)$$

$$\dot{E}_{x,ks_1,sağlanan} = \dot{m}_2(e^M_{6sıvı} + e^T_{6sıvı} - e^M_7) \quad (4.132)$$

$$\dot{E}_{x,ks_1,kazanılan} = \dot{m}_2 e^T_7 \quad (4.133)$$

$$\dot{E}_{x,ks_1,yıkım} = \dot{E}_{x,ks_1,sağlanan} - \dot{E}_{x,ks_1,kazanılan} \quad (4.134)$$

Düşük sıcaklık çevrim kompresörün ekserji analizi aşağıdaki denklemlerle gerçekleştirilmiştir.

$$\dot{E}_{x,9} = \dot{m}_3[(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)] \quad (4.135)$$

$$\dot{E}_{x,10} = \dot{m}_3[(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)] \quad (4.136)$$

$$\dot{E}_{x,komp_2,yıkım} = \dot{E}_{x,9} - \dot{E}_{x,10} + W_{komp_2} \quad (4.137)$$

$$\dot{E}_{x,komp_2,sağlanan} = \dot{W}_{komp_2} \quad (4.138)$$

$$\dot{E}_{x,komp_2,kazanılan} = \dot{E}_{x,10} - \dot{E}_{x,9} \quad (4.139)$$

İkinci genleşme vanasının ekserji analizi aşağıdaki denklemlerle gerçekleştirilmiştir.

$$\dot{E}_{x,11} = \dot{m}_3[(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)] \quad (4.140)$$

$$\dot{E}_{x,ks_2,sağlanan} = \dot{m}_3(e^M_{11} + e^T_{11} - e^M_{12}) \quad (4.141)$$

$$\dot{E}_{x,ks_2,kazanılan} = \dot{m}_3 e^T_{12} \quad (4.142)$$

$$\dot{E}_{x,ks_2,yıkım} = \dot{E}_{x,ks_2,sağlanan} - \dot{E}_{x,ks_2,kazanılan} \quad (4.143)$$

Buharlaştırıcının ekserji analizi aşağıdaki denklemlerle gerçekleştirilmiştir.

$$\dot{E}_{x,12} = \dot{m}_3[(h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)] \quad (4.144)$$

$$\dot{E}_{x,b,yıkım} = \dot{E}_{x,12} - \dot{E}_{x,9} + \dot{Q}_B\left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \quad (4.145)$$

$$\dot{E}_{x,b,sağlanan} = \dot{E}_{x,12} - \dot{E}_{x,9} \quad (4.146)$$

$$\dot{E}_{x,b,kazanılan} = \dot{E}_{x,12} - \dot{E}_{x,9} - \dot{E}_{x,b,yıkım} \quad (4.147)$$

Isı değiştiriciye ait ekserji analizi aşağıdaki bağıntılarla yapılmıştır.

$$\dot{E}_{x,ıd,yıkım} = \dot{E}_{x,7} - \dot{E}_{x,8} + \dot{E}_{x,10} - \dot{E}_{x,11} \quad (4.148)$$

$$\dot{E}_{x,ıd,sağlanan} = \dot{E}_{x,8} - \dot{E}_{x,7} \quad (4.149)$$

$$\dot{E}_{x,ıd,kazanılan} = \dot{E}_{x,8} - \dot{E}_{x,7} - \dot{E}_{x,ıd,yıkım} \quad (4.150)$$

Ejektör ekserji analizi aşağıdaki denklemlerle gerçekleştirilmiştir [40].

$$\dot{E}_{x,8} = \dot{m}_2[(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)] \quad (4.151)$$

$$\dot{E}_{x,eje,yıkım} = \dot{E}_{x,3} + \dot{E}_{x,8} - \dot{E}_{x,6} \quad (4.152)$$

$$\dot{E}_{x,eje,sağlanan} = \dot{E}_{x,3} + \dot{E}_{x,8} \quad (4.153)$$

$$\dot{E}_{x,eje,kazanılan} = \dot{E}_{x,6} \quad (4.154)$$

Sistem bileşenlerinin performansı aşağıdaki eşitliklerle belirlenmiştir [23].

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{,bileşen,kazanılan}}{\dot{E}_{x,bileşen,sağlanan}} \quad (4.155)$$

$$y_k = \frac{\dot{E}_{x,bileşen,yıkım}}{\dot{E}_{x,sistem,sağlanan}} \quad (4.156)$$

$$y_k^* = \frac{\dot{E}_{x,bileşen,yıkım}}{\dot{E}_{x,yıkım,toplam}} \quad (4.157)$$

Toplam ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\dot{E}_{x,yıkım,toplam} = \dot{E}_{x,komp_1,yıkım} + \dot{E}_{x,komp_2,yıkım} + \dot{E}_{x,gs,yıkım} + \dot{E}_{x,ks_1,yıkım} + \dot{E}_{x,ks_2,yıkım} + \dot{E}_{x,ıd,yıkım} + \dot{E}_{x,b,2,yıkım} + \dot{E}_{x,eje,yıkım} \quad (4.158)$$

Sistemin ekserji verimi, aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{x,sistem,sağlanan} = \dot{W}_{komp_1} + \dot{W}_{komp_2} \quad (4.159)$$

$$\eta = \frac{\dot{E}_{x,kazanılan}}{\dot{E}_{x,sistem,sağlanan}} = 1 - \frac{\dot{E}_{x,toplam,yıkım} + \dot{E}_{x,kayıp}}{\dot{E}_{x,sistem,sağlanan}} \quad (4.160)$$

4.4.6 Ejektör Modeli

Bu çalışmada kullanılan ejektör modeli, sabit alanda karışım esasına dayanmaktadır. Ejektör, birincil lüle, ikincil giriş, karışım odası ve difüzör olmak üzere dört bölüm olarak ele alınmış ve hesaplarda bu noktaların giriş ile çıkışı üzerinden eşitlikler kurulmuştur.

Ejektörün modellenen bölümü için kütle korunumu aşağıdaki şekilde ifade edilir

$$\sum \dot{m}_{giriş} = \sum \dot{m}_{çıkış} \quad (4.161)$$

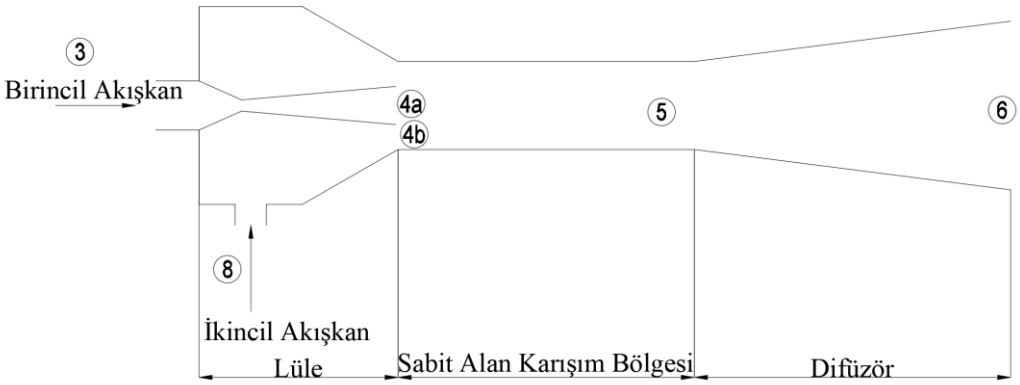
Ejektöre giren birincil ve ikincil soğutucu akışkanlar, karışım bölgesinde karışarak toplam ejektör çıkış debisini oluşturur.

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (4.162)$$

$\dot{m}_1$: Birincil akış

$\dot{m}_2$: İkincil akış

$\dot{m}_3$: Karışım çıkışı



Şekil 4.2 Ejektör şematik gösterimi

Birincil akışkan tarafında, lüle çıkışı izentropik varsayım altında tanımlanmış olup, ilgili denklemler aşağıda verilmiştir [15].

$$\eta_{L_1} = \frac{\mathrm{h_{4a}} - \mathrm{h_3}}{\mathrm{h_{4a,s}} - \mathrm{h_3}} \tag{4.163}$$

$$h_3 = h_{4a} + \frac{(u_{4a})^2}{2000} \tag{4.164}$$

$$\mathrm{a_{4a}} = \frac{v_{4a}\dot{m}_1}{\mathrm{u_{4a}}} \tag{4.165}$$

İkincil soğutucu akışkan için aynı denklemler yinelenir.

$$\eta_{L_2} = \frac{\mathrm{h_{4b}} - \mathrm{h_8}}{\mathrm{h_{4b,s}} - \mathrm{h_8}} \tag{4.166}$$

$$h_8 = h_{4b} + \frac{(u_{4b})^2}{2000} \tag{4.167}$$

$$\mathrm{a_{4b}} = \frac{v_{4b}\dot{m}_2}{\mathrm{u_{4b}}} \tag{4.168}$$

Karışım Bölgesi:

Sabit alanda karışım modellemesi ile kütle, momentum ve enerji korunumu denklemleri eşzamanlı olarak uygulanır.

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3 \tag{4.169}$$

$$\omega = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \tag{4.170}$$

Momentum denklemi [15]:

$$P_4 = P_{doyma}(T_b - 5K) \tag{4.171}$$

$$P_4(a_{4a} + a_{4b}) + \dot{m}_3 \cdot \frac{\omega}{\omega + 1} u_{4b} + \dot{m}_3 \cdot \frac{1}{\omega + 1} u_{4a} = P_5(a_{4a} + a_{4b}) + \dot{m}_3 \cdot u_5 \tag{4.172}$$

Karışım entalpisi:

$$h_5 = \left(\frac{\omega}{\omega + 1}\right) h_8 + \left(\frac{1}{\omega + 1}\right) h_3 - \frac{(u_5)^2}{2000} \tag{4.173}$$

$$\frac{1}{v(P_5, h_5) \cdot \dot{m}_3}(a_{4a} + a_{4b}) u_5 = 1 \tag{4.174}$$

Difüzör çıkışında fiziksel özellikler aşağıdaki denklemler hesaplanır.

$$s_{6,s} = s_5 \tag{4.175}$$

$$s_{6,s} = s(h_5, P_5) \tag{4.176}$$

$$h_{6,s} = f(s_{6,s}, P_6) \tag{4.177}$$

$$h_6 = h_5 + \frac{(u_5)^2}{2000} \tag{4.178}$$

$$\eta_{\text{dif}} = \frac{\mathrm{h_{6,s}} - \mathrm{h_5}}{\mathrm{h_6} - \mathrm{h_5}} \tag{4.179}$$

Difüzör çıkışındaki basınç ve kuruluk derecesi aşağıdaki iki özellik üzerinden hesaplanır.

$$P_6 = P(h_{6,s}, s_{6,s}) \tag{4.180}$$

$$x_6 = x(P_6, h_6) \tag{4.181}$$

Difüzör çıkışındaki kuruluk derecesinin aşağıdaki eşitliği sağlaması beklenir.

$$x_6 = \frac{1}{1 + \omega} \tag{4.182}$$

Difüzör çıkışında bulunan iki fazlı karışım, sıvı ayırıcıda toplanır. Bu iki fazın entalpileri aşağıdaki gibi bulunur.

$$h_{6,sıvı} = h(P_6, x = 0) \tag{4.183}$$

$$h_{6,gaz} = h(P_6, x = 1) \quad (4.184)$$

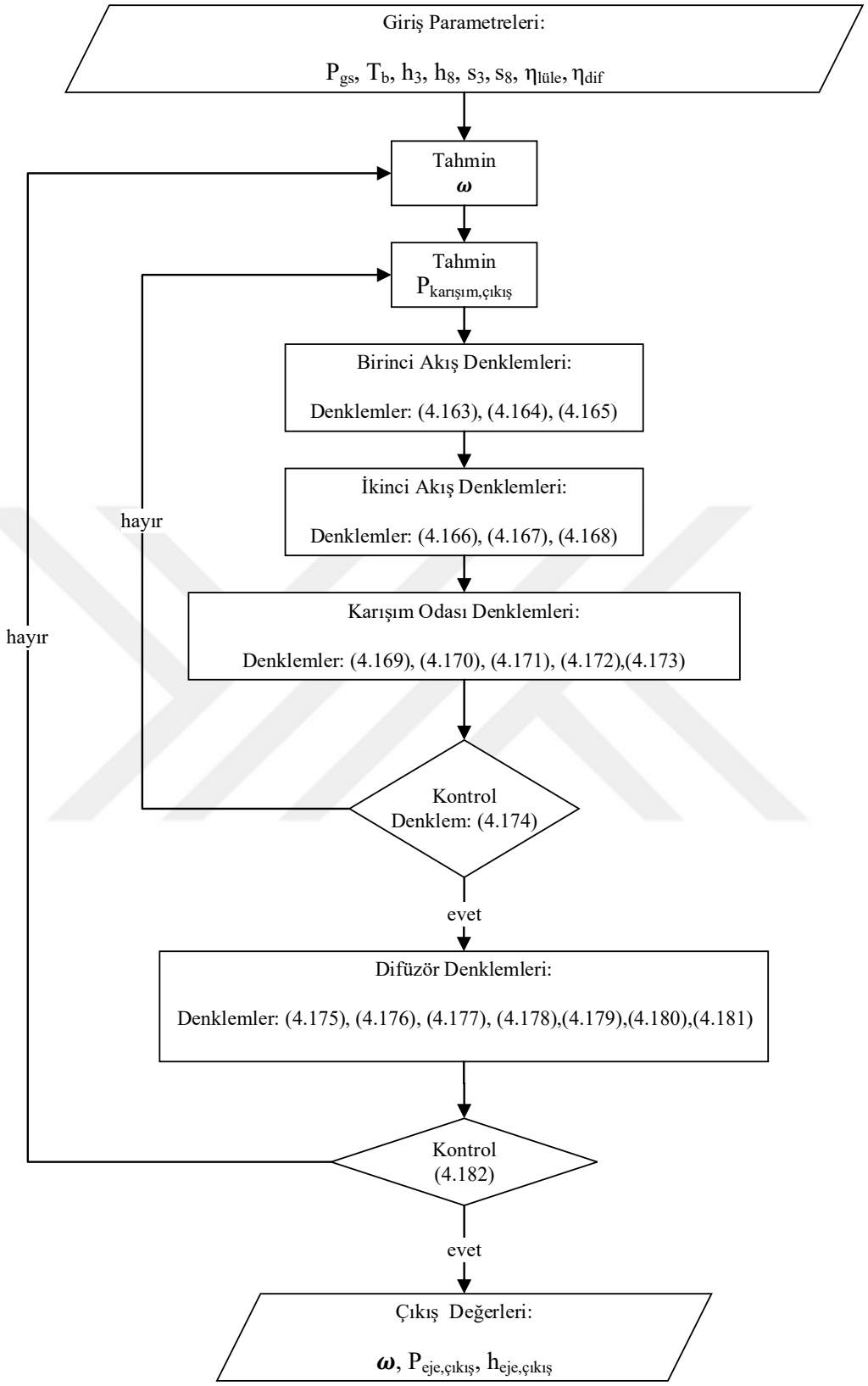
4.4.7 Termodinamik Modelleme Denklemlerinin Çözüm Algoritması

Ejektör modeli, sabit alan karışım yaklaşımı temel alınarak iki iteratif döngü çerçevesinde çözülmüştür. İlk adımda karışım oranı için bir başlangıç değeri atanır ve bu değer dış döngünün başlangıç noktasını oluşturur. Her bir karışım oranı için, karışım çıkış basıncı ayrıca başlangıçta tahmin edilerek iç döngü başlatılır.

İç döngünün her iterasyonunda birincil akış, ikincil akış ve karışım odasına ait momentum ve enerji denklemleri çözülür. Bu adımlar sonucunda karışım odasındaki enerji dengesi güncellenir ve karışım çıkışındaki özgül hacim, akışkanın termodinamik özellik bağıntıları kullanılarak hesaplanır. Hesaplanan özgül hacim ile karışım çıkışındaki akış özellikleri arasında uyumsuzluk olması durumunda karışım çıkış basıncı yeniden ayarlanır ve iç döngü, tanımlanan tolerans koşulu sağlanıncaya kadar sürdürülür.

İç döngü gerekli koşulu sağladığında difüzör denklemleri çözülerek difüzör çıkışındaki kuruluk derecesi elde edilir. Bu kuruluk derecesi ile karışım oranı arasındaki bağıntının tanımlı tolerans aralığında sağlanmaması hâlinde karışım oranı güncellenerek dış döngü yeniden başlatılır.

Her iki koşulun eşzamanlı olarak sağlanmasıyla çözüm kararlı kabul edilir ve ejektör modeli, tanımlanan çalışma noktası için tüm bileşenlere ait sonuçları verir.



Şekil 4.3 Ejektör çözüm algoritması şematik gösterimi

5
BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, kaskad soğutma sistemi R290, R41, R170 ve Xe olmak üzere dört farklı düşük sıcaklık çevrim soğutucu akışkanlarıyla çalıştırılması sonucu elde edilen performans grafikleri sunulmuş ve karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Analizlerde sistemler, sabit soğutma yükü altında belirli sınır koşulları simüle edilmiş, buna bağlı olarak sistemin COP değerleri edilmiştir.

Kaskad soğutma sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricileri aracılığıyla yüksek sıcaklık çevrimindeki soğutucu akışkan, düşük sıcaklık çevrim soğutucu akışkanından ısı çekmektedir ve iki çevrim arasında ısıl denge kurulmaktadır. Düşük sıcaklık çevriminde kullanılan akışkanın termofiziksel özellikleri sistem performansı üzerinde etkili olmaktadır. Ek olarak ejektör entegrasyonun sistem performansına etkisi de grafiklerde irdelenmiştir. Aşağıda simüle edilen çevrim sonucu elde edilen bulguların grafikleri sunulmakta ve sonuçlar teknik gerekçelerle birlikte tartışılmaktadır.

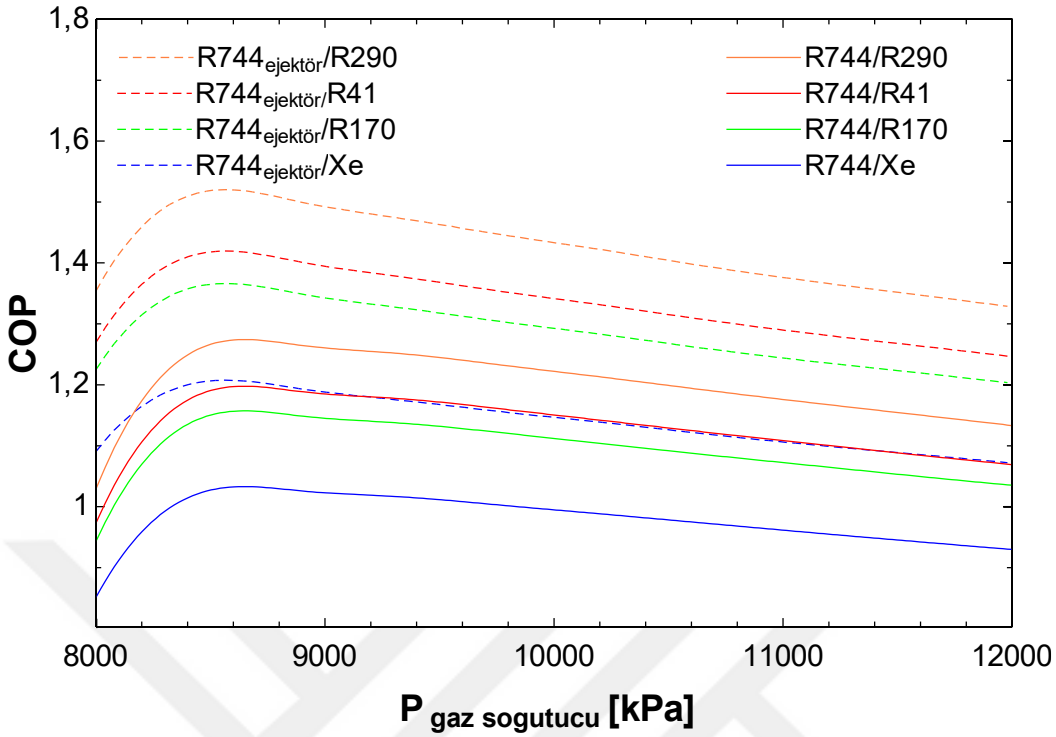
5.1 Soğutma Etkinlik Katsayısının (COP) Parametrik İncelenmesi

5.1.1 Gaz Soğutucu Basıncının COP Üzerindeki Etkisi

Şekil 5.1'de, yüksek sıcaklık çevriminde R744 ve düşük sıcaklık çevriminde R290, R41, R170, Xe olmak üzere dört farklı akışkan kullanılarak oluşturulan kaskad soğutma sistemlerinin, 8000-12000 kPa aralığındaki gaz soğutucu basıncına bağlı olarak COP değişiminin grafiği gösterilmektedir. Grafik, aşağıda belirtilen sabit çalışma koşulları altında elde edilmiştir:

- Buharlaştırıcı sıcaklığı: -40 °C,
- Isı değiştiricideki R744'ün buharlaşma sıcaklığı: 0°C,

- Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı: 35 °C



Şekil 5.1 Gaz soğutucu basıncının COP üzerindeki etkisi

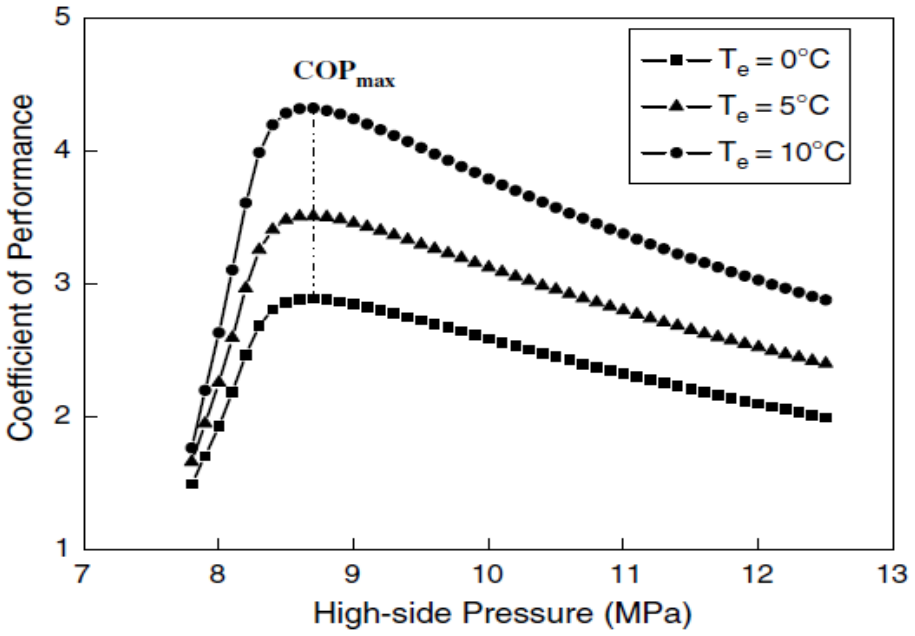
Elde edilen sonuçlara göre, COP değerleri tüm sistem simülasyonlarında belirli bir gaz soğutucu basıncına kadar artmakta; bu noktadan sonra azalma eğilimine girmektedir. Bu davranış, yüksek sıcaklık çevrimindeki gaz soğutucu basıncının sistemde eşzamanlı olarak gaz soğutucuda atılan ısı miktarı ve kompresör toplam güç gereksinimi üzerindeki etkilerinden kaynaklanmaktadır. Gaz soğutucuda atılan ısı miktarındaki artış başlangıçta göreli olarak daha belirgindir; bu nedenle COP yükselir. Ancak belirli bir aralığın üzerinde kompresör işinde görülen artış baskın hâle gelmektedir ve COP düşmeye başlamaktadır. Çalışmada bu optimum basınç aralığı yaklaşık 8400-8600 kPa olarak tespit edilmiştir.

Ejektör entegreli yapıdaki COP, geleneksel konfigürasyona kıyasla yüksektir. Bunun temel nedeni, ejektörün kısılma kaynaklı kayıpların bir bölümünü azaltması ve kompresör emiş basıncını yükselterek basınç oranını düşürüp sıkıştırma işini azaltmasıdır. R744/R290 çevrimi için gaz soğutucu basıncı 8400 kPa çevresinde ejektörlü sistem gaz soğutucuda atılan ısı benzer kalırken kompresör işi geleneksel yapıya göre anlamlı ölçüde düşürmüş; bu sayede COP miktarı ortalama %20 oranında artmıştır. Akışkan seçiminin etkisi bağlamında, R744/R290 çifti en

yüksek COP değerlerini üretmiş; bunu R744/R41 ve R744/R170 izlemiştir. R744/Xe kombinasyonunda ise COP en düşük düzeyde kalmıştır.

Bu sonuçlar, literatürde yer alan çalışmalarla da uyumludur. Deng vd. 2007 yılında gerçekleştirilen teorik bir çalışmada, R744 akışkanlı klasik ve ejektör entegreli transkritik sistemlerde gaz soğutucu basıncına bağlı COP değişimleri incelenmiş ve her iki sistemde de yaklaşık 8600-8800 kPa aralığında maksimum COP değerlerine ulaşılmıştır [16]. Çalışmada gaz soğutucu çıkış sıcaklığı 36 °C olarak alınmış olup bu durum, bu tezde kullanılan 35 °C değeri ile oldukça yakın olup sonuçların karşılaştırılabilir olduğunu göstermektedir.

Her iki çalışmada da COP, artan gaz soğutucu basıncıyla birlikte belirli bir noktaya kadar yükselmiş, bu noktadan sonra ise azalma eğilimi göstermiştir. Bu yönüyle, gaz soğutucu basıncına bağlı COP trendi bakımından güçlü bir benzerlik gözlemlenmektedir. Bu benzerlik, bu çalışmada kullanılan modellemenin termodinamik açıdan tutarlı olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.2 Gaz soğutucu basıncının COP üzerindeki etkisi [16]

Bununla birlikte, COP değerleri literatürdeki çalışmadan farklılık göstermektedir. Bu farkın temel nedeni, bu çalışmada -40 °C buharlaştırıcı sıcaklığının tercih edilmesidir. Literatürdeki çalışma ise daha yüksek buharlaştırıcı sıcaklığı nedeniyle daha yüksek performans göstermiştir. Ayrıca sistem yapısının kaskad olması ve farklı soğutucu akışkanların değerlendirilmesi de COP üzerinde etkili olmuştur.

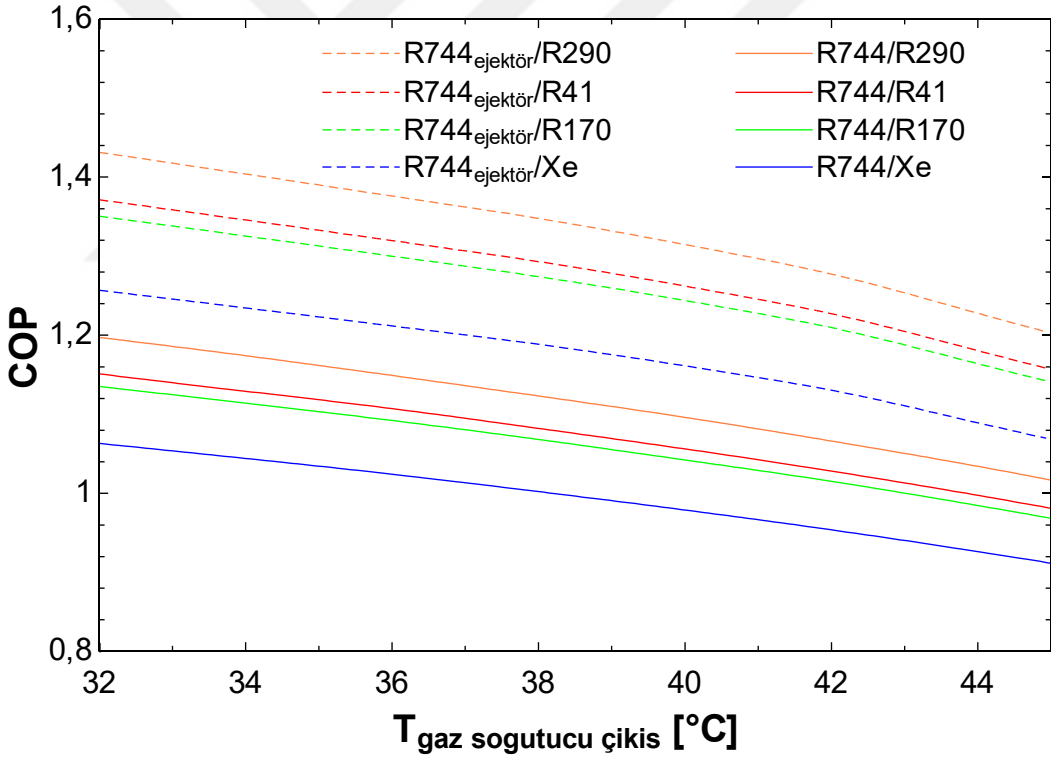
Ancak tüm bu farklılıklara rağmen, elde edilen trend benzerliği modelin geçerliliğini ve literatürle olan uyumunu desteklemektedir.

5.1.2 Gaz Soğutucu Çıkış Sıcaklığının COP Üzerindeki Etkisi

Şekil 5.3'te, gaz soğutucu çıkış sıcaklığının COP üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Grafik, R290, R41, R170, Xe olmak üzere dört farklı düşük sıcaklık çevrim akışkanı için oluşturulmuş olup hem ejektörlü hem de geleneksel sistem konfigürasyonlarını içermektedir.

Bu analizde sabit tutulan çalışma koşulları şu şekildedir:

- Buharlaştırıcı sıcaklığı: -40 °C,
- Isı değiştiricide R744'ün buharlaşma sıcaklığı: -10 °C,
- Gaz soğutucu basıncı: 11000 kPa

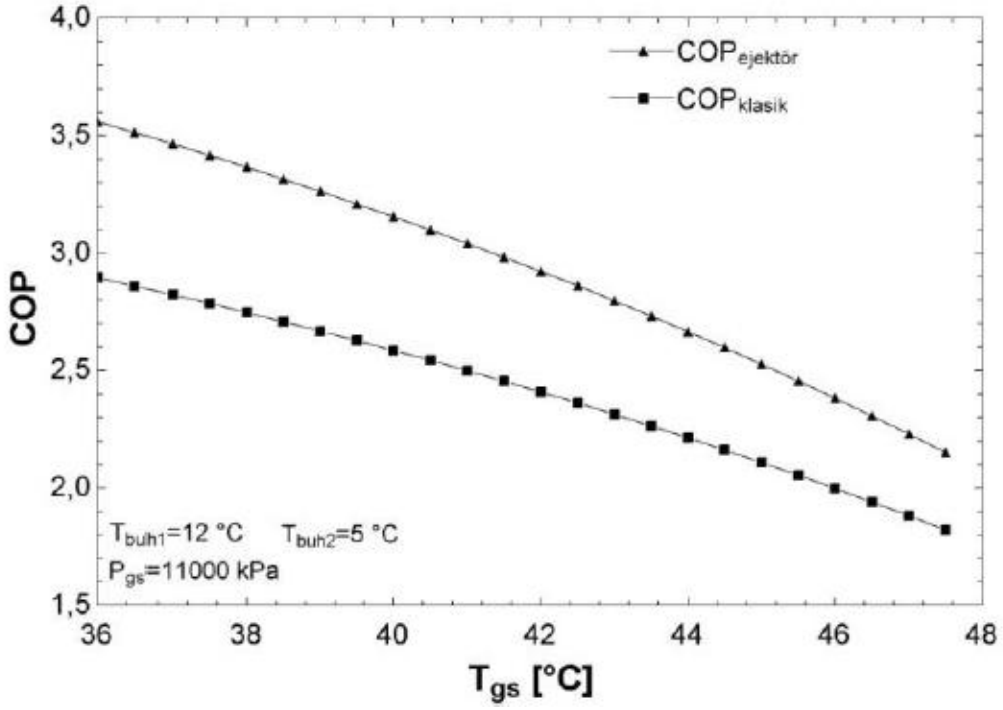


Şekil 5.3 Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının COP üzerindeki etkisi

Tüm sistem modellerinde, gaz soğutucu çıkış sıcaklığının artışı COP değerlerinde azalmayla sonuçlanmıştır. Ejektör entegreli ve geleneksel sistemler benzer düşüş profili izlenmiştir. Sabit gaz soğutucu basınç koşulunda gaz soğutucu çıkış sıcaklığı yükseldikçe gaz soğutucuda ortalama sıcaklık farkı ve birim kütlede atılan ısı azalır; ısı atımının sürdürülebilmesi için çevrim daha yüksek debi gerektiren bir

bölgede çalışır ve bunun sonucu toplam kompresör işinin artar. Bu nedenle gaz soğutucu çıkış sıcaklığı 32 °C'den 45 °C'ye yükseldikçe COP kademeli olarak düşmektedir.

Ejektör entegreli sistemler geleneksel sistemlere kıyasla daha yüksek performans katsayısı elde etmiştir. Ejektörün karışım bölgesinde oluşturduğu basınç yükseltimi kompresör giriş basıncını artırarak sıkıştırma oranını düşürmekte ve bu durum çevrimin COP değerini belirgin biçimde iyileştirmektedir. Ancak gaz soğutucu çıkış sıcaklığı yükseldikçe sabit gaz soğutucu basıncı altında kompresör güç gereksinimindeki artış baskın hâle geldiğinden bu iyileşme bir miktar azalmaktadır. Düşük sıcaklık akışkanları arasında en yüksek COP değeri R290 ile elde edilmiş, ardından sırasıyla R41 ve R170 gelmiştir. Xe kullanılan sistemlerde ise kritik sıcaklığa yakın çalışma koşulları buharlaşma gizli ısısını sınırladığı için COP değerleri diğer akışkanlara kıyasla daha düşük kalmaktadır.



Şekil 5.4 Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının COP üzerindeki etkisi [41]

Ünal vd. 2015 yılında sunulan bir konferans bildirisinde, klasik ve ejektör entegreli transkritik R744 çevrimlerinde gaz soğutucu çıkış sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir [41]. Çalışmada, çıkış sıcaklığının artışıyla birlikte COP değerlerinde belirgin bir azalma gözlenmiş; ejektör entegreli sistemlerin tüm sıcaklık aralıklarında klasik sistemlere kıyasla daha yüksek COP sağladığı

belirtilmiştir. Sunulan sistemin türünden bağımsız olarak bu çalışmada elde edilen benzer eğilimler, geliştirilen modelin geçerliliğini ve literatürle olan uyumunu desteklemektedir.

5.1.3 Buharlaştırıcı Sıcaklığının COP Üzerindeki Etkisi

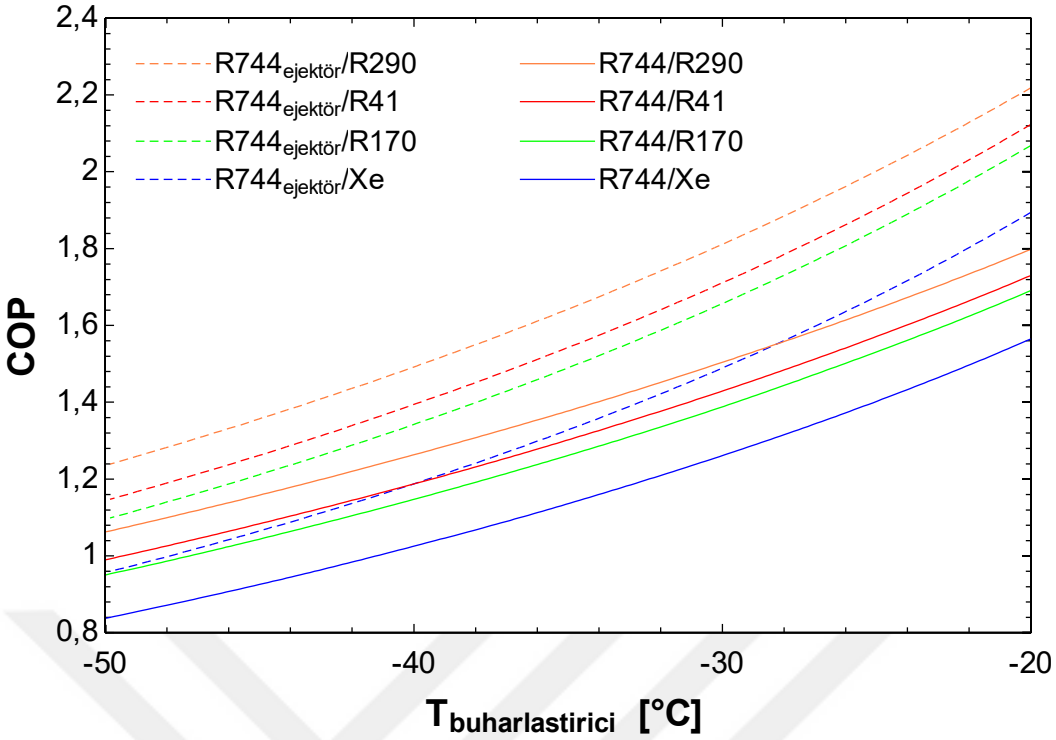
Şekil 5.5'te, yüksek sıcaklık çevriminin buharlaştırıcı sıcaklığının -50 °C ile -20 °C derece arasındaki koşullarda değişmesinin sistem soğutma performansı üzerindeki etkisi gösterilmektedir.

Bu analizde sabit tutulan diğer çalışma koşulları aşağıdaki gibidir:

- Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı: 35 °C
- Isı değiştiricide R744'ün buharlaşma sıcaklığı: 0 °C
- Gaz soğutucu basıncı: 9000 kPa

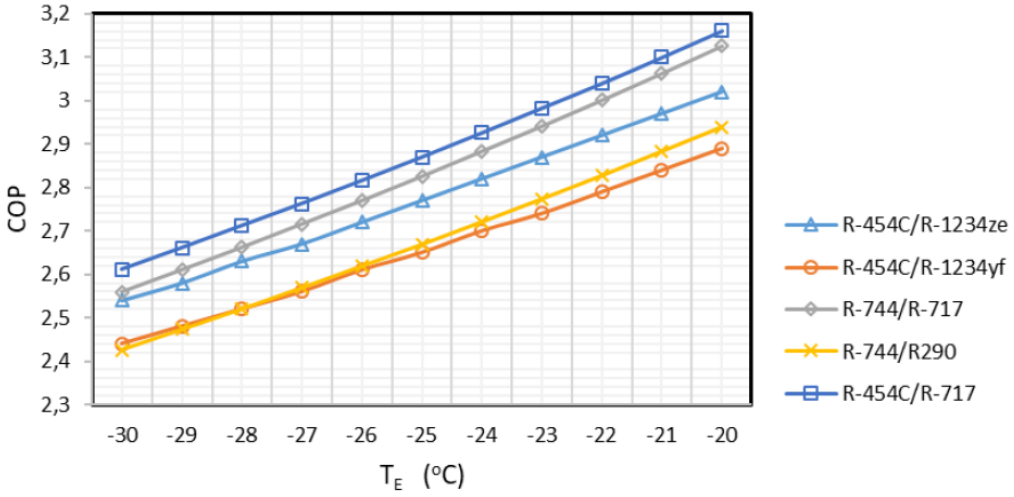
Buharlaştırıcı sıcaklığı -50 °C'den -20 °C'ye yükseldikçe tüm akışkanlarda COP değerlerinde belirgin ve yaklaşık doğrusal bir artış gözlenmiştir; bu eğilim hem ejektörlü hem de geleneksel konfigürasyonlar için benzerdir. Bunun temel nedeni, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla düşük sıcaklık çevriminde kompresör giriş basıncının yükselmesi, buna bağlı olarak sıkıştırma oranının düşmesi ve kompresörün ihtiyaç duyduğu güç girdisinin azalmasıdır. Düşük sıcaklık kompresör gücündeki bu azalma, kaskad ısı değiştiricisine aktarılan ısıl yükü de düşürmekte; böylece yüksek sıcaklık çevriminde gaz soğutucuda atılması gereken ısı azalmakta ve toplam kompresör gücü azalmaktadır. Soğutma yükü sabit tutulduğundan, güç gereksinimindeki bu azalma COP artışı olarak yansımaktadır.

Ejektör entegreli sistemler tüm sıcaklık aralığında geleneksel yapıya kıyasla daha yüksek COP değerleri üretmiştir. Ejektörün difüzör çıkışında oluşan daha yüksek basınç, yüksek sıcaklık kompresörünün karşılaması gereken basınç farkını azaltarak kompresör işini düşürmektedir. Akışkanlar değerlendirildiğinde R744/R290 ve R744/R41 kombinasyonları daha yüksek performans sergilerken, R744/R170 ve özellikle R744/Xe daha düşük COP değerleri göstermiştir. Bu düşüşün özellikle Xe akışkanında belirgin olduğu görülmüştür. Xe'nin kritik sıcaklığa yakın çalışma koşulları gizli ısının azalmasına bağlı olarak birim kütle başına soğutma kapasitesini düşürmekte ve aynı kapasiteyi sağlamak için daha yüksek kütlesel debi gerektirmektedir.



Şekil 5.5 Buharlaştırıcı sıcaklığının COP üzerindeki etkisi

Sonuç olarak, düşük sıcaklık çevriminin buharlaştırıcı sıcaklığı sistem performansı üzerinde belirleyici bir parametredir. Literatürde yer alan Dikmen vd. 2020 yılında yapılan çalışmada, farklı düşük GWP'li akışkanların buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı COP değişimleri değerlendirilmiş ve sıcaklık arttıkça COP'nin yükseldiği gösterilmiştir. Ejektör entegrasyonu bulunmayan bu sistemlerde gözlemlenen eğilim, bu tezdeki bulgularla yüksek düzeyde benzerlik göstermektedir. Bu paralellik, modellemenin sistem davranışının doğruluğunu desteklemektedir [30].

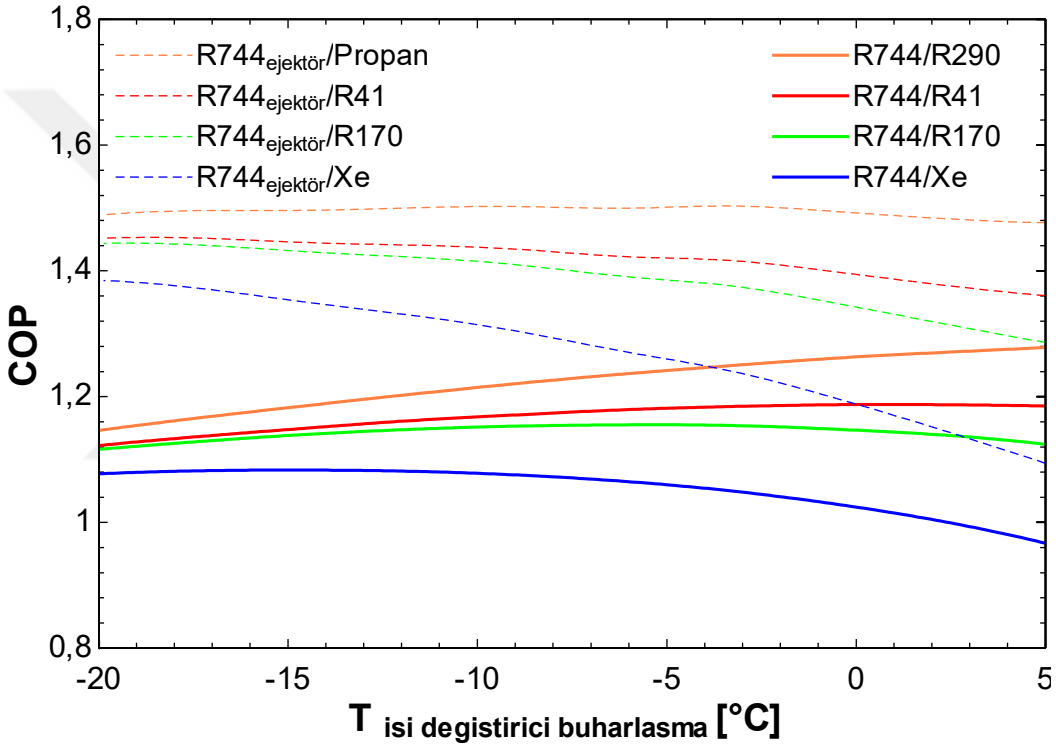


Şekil 5.6 Buharlaştırıcı sıcaklığının COP üzerindeki etkisi [30]

5.1.4 Isı Değiştirici Buharlaşma Sıcaklığının COP Üzerindeki Etkisi

Şekil 5.7'de, yüksek sıcaklık çevrimindeki R744'ün ısı değiştiricideki buharlaşma sıcaklığının sistem performansına değerlendirilmiştir. R290, R41, R170, Xe olmak üzere dört farklı düşük sıcaklık sistem akışkanı için analizler yapılmıştır. Çalışma, aşağıdaki sabit koşullar altında yürütülmüştür:

- Buharlaştırıcı sıcaklığı: -40 °C
- Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı: 35 °C
- Gaz soğutucu çıkış basıncı: 9000 kPa



Şekil 5.7 Isı değiştirici buharlaşma sıcaklığının COP üzerindeki etkisi

Buharlaştırıcı sıcaklığı artırıldıkça sistemde iki karşıt etki ortaya çıkmaktadır. Yüksek sıcaklık çevriminde kompresör emme basıncının yükselmesi sıkıştırma oranını düşürmekte ve kompresör işini azaltarak COP değerinde artırıcı bir etkisi olmaktadır. Buna karşılık, düşük sıcaklık çevriminde yoğuşma sıcaklığı yükselmekte; bu durum düşük sıcaklık çevrim kompresörünün basınç oranını ve güç gereksinimini artırarak COP değerlerinde azalma etkisi bulunmaktadır. Bu karşıt etkiler teorik olarak bazı çevrimlerde bir maksimum noktasının ortaya çıkmasına yol açabilse de bu çalışmada COP eğrileri belirgin bir iç bükey karakter göstermemektedir. Düşük buharlaşma sıcaklıklarında yüksek sıcaklık çevrimindeki

yüksek sıkıştırma oranı COP'un sınırlı kalmasına yol açarken, sıcaklık arttıkça güç azalması COP'un yükselmesini sağlamaktadır. Ancak daha yüksek sıcaklıklarda, düşük sıcaklık çevrimindeki artan güç gereksinimi bu artışı kademeli olarak sınırlandırmakta ve bazı akışkanlarda azalım eğilimi oluşabilmektedir.

Geleneksel konfigürasyonda, R744/R290, R744/R41 ve R744/R170 çiftlerinde COP, incelenen aralıkta kademeli bir artış göstermiştir. Bu davranış, yüksek sıcaklık çevrimindeki sıkıştırma oranının azalmasıyla oluşan güç kazanımının, düşük sıcaklık tarafında yoğuşma sıcaklığı artışına bağlı kompresör güç artışından daha baskın hâle gelmesi ve bunun sonucunda toplam kompresör işinin net olarak azalmasıyla açıklanmaktadır. Buna karşılık R744/Xe çiftinde COP azalma eğilimindedir. Xe'nin kritik sıcaklığa yakın bölgede çalışması aynı ısı geçişini sürdürebilmek için kütlesel debinin ve buna bağlı kompresör işinin daha hızlı artmasına neden olmakta; yüksek sıcaklık kompresöründeki işindeki azalama bu artışı dengelemeye yetmemektedir. Bu nedenle Xe ile elde edilen değerler diğer akışkanlara kıyasla daha düşük kalmakta ve sıcaklık arttıkça gerilemektedir.

Ejektör entegreli konfigürasyonda aynı koşullarda COP, geleneksel sisteme kıyasla sistematik olarak daha yüksek değerdedir. Ejektör eğrileri akışkan çiftlerinde azalma veya plato davranışı gösterirken, geleneksel eğrilerdeki artış görece daha belirgindir. Bununla birlikte ejektör kazancı korunmakta, ancak ısı değiştiricideki buharlaşma sıcaklığı yükseldikçe klasiğe göre göreli fark kısmen daralmaktadır.

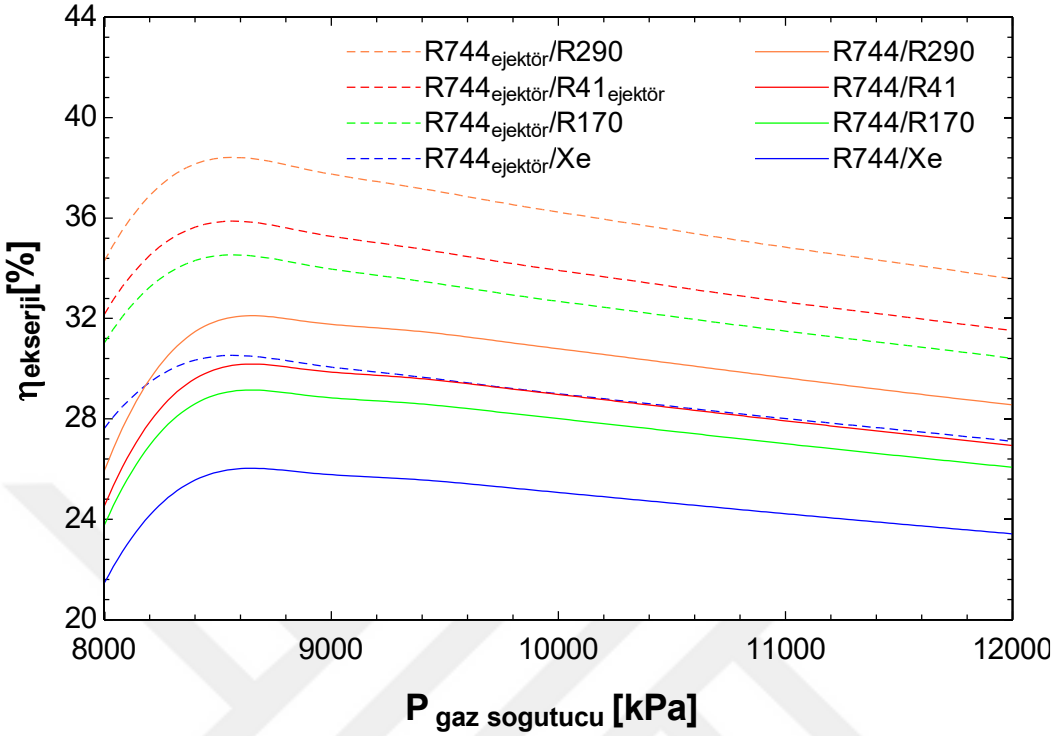
Sonuç olarak, kaskad ısı değiştiricide R744'ün buharlaşma sıcaklığı hem yüksek sıcaklık çevriminin sıkıştırma oranını hem de düşük sıcaklık çevriminin yoğuşma koşullarını eşzamanlı etkileyerek sistem performansı üzerinde belirleyici bir parametre olarak öne çıkmaktadır. Ejektör entegrasyonu, incelenen aralık boyunca anlamlı bir performans kazanımı sağlamakta; ancak bu kazanımın büyüklüğü ısı değiştiricideki buharlaşma sıcaklığına ve seçilen akışkan çiftine duyarlı kalmaktadır.

5.2 Ekserji Analizi ve Bileşen Bazlı Değerlendirme

5.2.1 Gaz Soğutucu Basıncının Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi

Şekil 5.8'de, gaz soğutucu basıncının sistemin ekserji verimi üzerindeki etkisi gösterilmiştir. R744'ün kullanıldığı yüksek sıcaklık çevrimine entegre edilen düşük

sıcaklık çevrimi dört farklı soğutucu akışkan için karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.

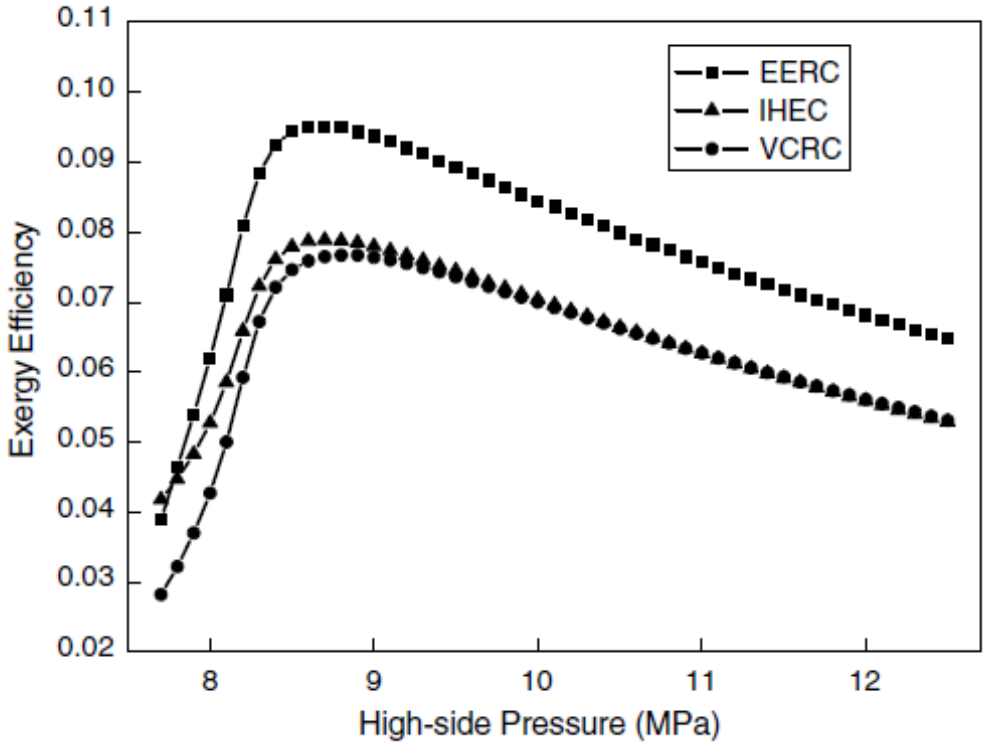


Şekil 5.8 Gaz soğutucu basıncının toplam ekserji üzerindeki etkisi

Gaz soğutucu basıncı arttıkça ekserji verimi başlangıçta yükselmekte, belirli bir değerin ardından azalmaktadır. Bu davranış, sistemin ekserji verimi açısından optimum basınca sahip olduğunu göstermektedir. Ejektör entegrasyonu, kısılma kayıplarını azaltması ve kompresörün sıkıştırma yükünü hafifletmesi sayesinde tüm basınç aralığında geleneksel yapıya kıyasla daha yüksek ekserji verimi sağlamaktadır. Bununla birlikte optimum basıncın üzerinde ekserji kayıpların artışı baskınlaştığında, verim düşmektedir. Bu eğri şekli COP ile de örtüşmektedir: her iki parametre de gaz soğutucu basıncına karşı tek tepe davranışı sergilemektedir. Ekserji veriminin tepe noktası, sistemdeki tersinmezliklerin dağılımına ve buharlaştırıcı ortalama sıcaklık düzeyine daha hassas olduğundan, COP'un tepe yaptığı basınçtan sapma gösterebilir.

Düşük sıcaklık çevrimlerindeki soğutucu akışkanlar değerlendirildiğinde, en yüksek ekserji verimi R744/R290 ve R744/R41 soğutkanlarında elde edilmiştir. Ejektörlü sistemler her basınç aralığında daha yüksek ekserji verimliliği sunmuştur. Bu farkın temel nedeni, kompresöre daha yüksek basınçta ve entalpide soğutucu

akışkan göndererek kompresör sıkıştırma yükünü hafifletmesiyle birlikte ve kısılma kayıplarını azaltmasıdır.

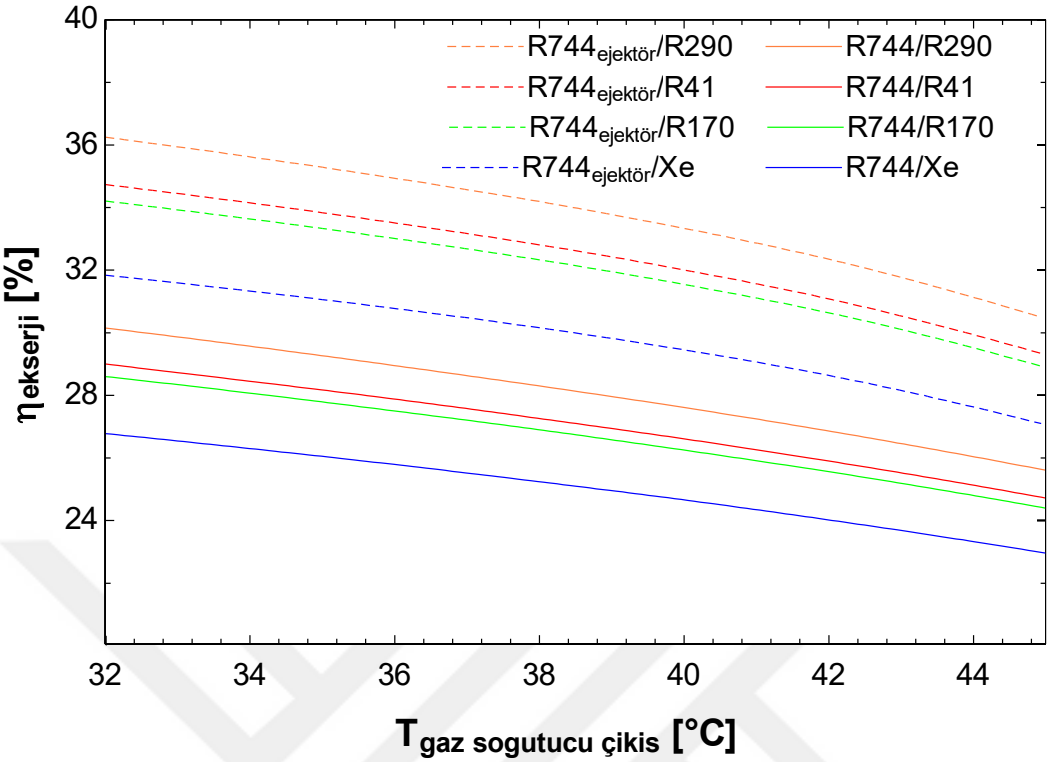


Şekil 5.9 Gaz soğutucu basıncının toplam ekserji üzerindeki etkisi [16]

Deng vd. 2007 yılında yapılan çalışmada, klasik, iç ısı değiştiricili ve ejektör entegreli sistemlerde ekserji veriminin artan gaz soğutucu basıncıyla birlikte önce yükseldiği, ardından azaldığı raporlanmıştır. Bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar da benzer bir eğilim göstermiştir. Her iki çalışmada da sistem verimliliği belirli bir optimum basınç değerine kadar artmakta; bu noktadan sonra verimlilik azalmaktadır [16]. Elde edilen bu paralellik, sunulan modellemenin termodinamik prensiplere uygun biçimde yapılandırıldığını ve hesaplamaların fiziksel gerçeklikle tutarlı olduğunu göstermektedir.

Elde edilen veriler, yalnızca COP üzerinden değerlendirme yapılmaması ve ekserji verimi gibi sistemin kalitesine odaklı kriterler üzerinden de sistem optimizasyonunun yapılması gerektiğini ortaya koymaktadır.

5.2.2 Gaz Soğutucu Çıkış Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi



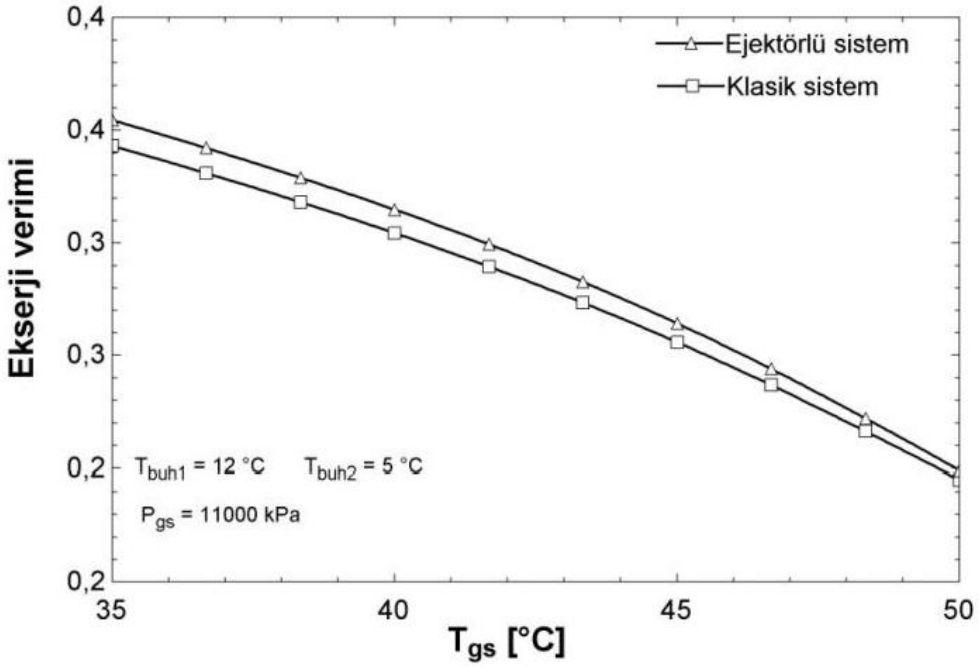
Şekil 5.10 Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının ekserji üzerindeki etkisi

Şekil 5.10'da gaz soğutucu çıkış sıcaklığının sistemin ekserji verimi üzerindeki etkisi gösterilmektedir. İncelenen aralıkta gaz soğutucu çıkış sıcaklığı arttıkça ekserji verimi tüm konfigürasyonlarda azalmaktadır. Çıkış sıcaklığının yükselmesi, R744'ün gaz soğutucudan daha yüksek entalpiyle ayrılmasına yol açmakta; bunun sonucu olarak yüksek sıcaklık kompresörünün güç gereksinimi artmakta, kısılma sürecindeki tersinmezlik büyümekte ve sabit kompresör çıkış basıncında ısı atımı için daha yüksek kütlesel debi gerekli olduğundan için ekserji kayıpları artmaktadır. Toplam ekserji yıkımındaki bu artış, verimde gözlenen düşüşün temel nedenidir.

Ejektör entegreli sistemler, incelenen sıcaklık aralığının tamamında geleneksel yapıya kıyasla daha yüksek ekserji verimi sağlamıştır. Ejektör, genleşme vanasında ortaya çıkan kısılma kayıplarını azaltır ve yüksek sıcaklık kompresörünün sıkıştırma yükünü hafifletir.

Akışkan karşılaştırmasında R744/R290 ve R744/R41 çiftleri tüm sıcaklıklarda daha yüksek ekserji verimlerine ulaşırken, R744/R170 orta düzeyde kalmış, R744/Xe ise en düşük değerleri vermiştir. Xe içeren çevrimlerde kritik sıcaklığa daha yakın

çalışma, daha fazla kütlesel debi ihtiyacı ve buna bağlı kompresör işini artırarak verimi sınırlamaktadır.



Şekil 5.11 Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının ekserji üzerindeki etkisi [41]

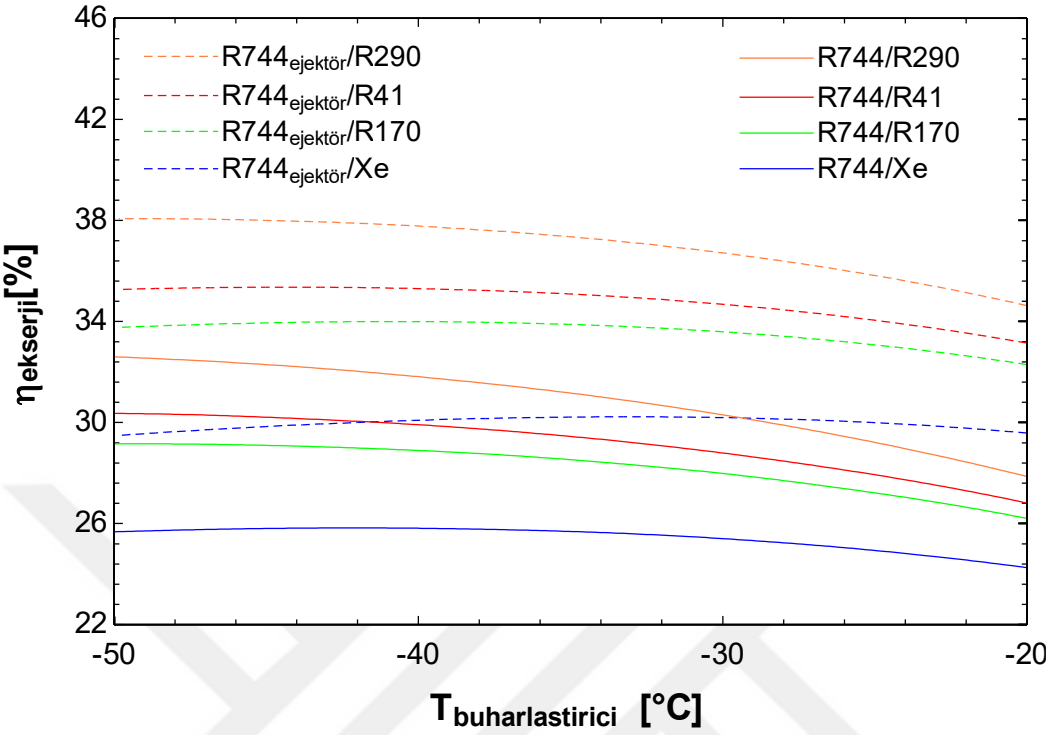
Elde edilen sonuçlar, literatürde yer alan benzer eğilimlerle tutarlılık göstermektedir. Ünal vd. 2015 yılında yapılan çalışmada, iki buharlaştırıcılı soğutma sisteminde gaz soğutucu çıkış sıcaklığı arttıkça hem klasik hem de ejektör entegreli sistemlerin ekserji veriminde benzer bir azalma rapor edilmiştir [41]. Her iki çalışmada da ejektörlü sistemlerin klasik sistemlere kıyasla daha üstün ekserji verimi sunduğu belirtilmiştir. Bu benzerlik, mevcut modellemenin fiziksel gerçeklik ile uyumlu şekilde yapılandırıldığını ve elde edilen verilerin doğruluğunu desteklemektedir.

5.2.3 Buharlaştırıcı Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi

Şekil 5.12'de, düşük sıcaklık çevriminde buharlaştırıcı sıcaklığının sistemin ekserji verimi üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı, -50 °C ile -20 °C aralığında değiştirilmiş; diğer sistem parametreleri sabit tutulmuştur.

Bulgular, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla sistemin ekserji veriminde kademeli bir azalma gözlemlenmiştir. Bunun temel nedeni, buharlaştırıcı sıcaklığı yükseldikçe buharlaştırıcıda alınan ısının kullanılabilirlik içeriğinin azalmasıdır. Düşük sıcaklık tarafındaki buharlaştırıcı sınır sıcaklığı, çevre sıcaklığına daha çok

yaklaştığında, alınan ısının işe dönüşebilme potansiyeli küçülür ve toplam tersinmezlikler göreli olarak daha etkili hâle gelir ve ekserji verimini düşürür.

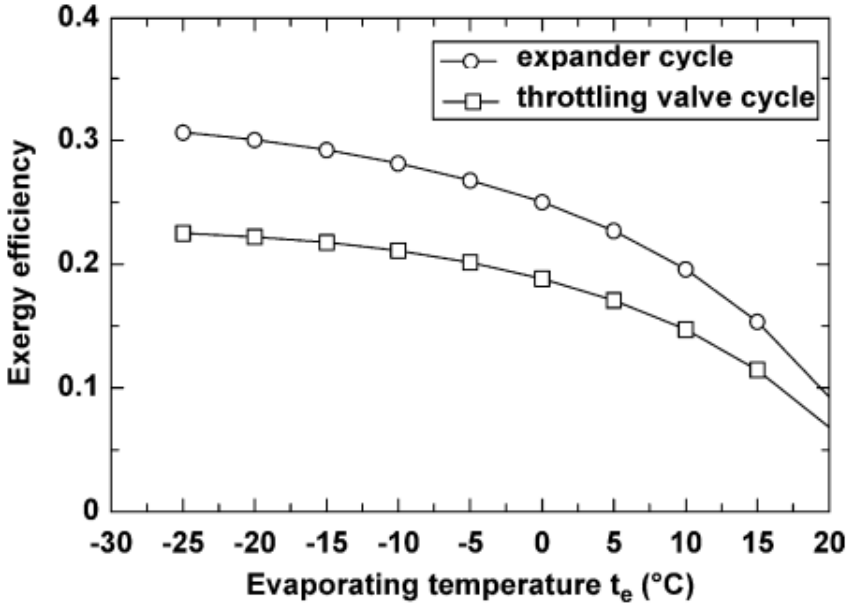


Şekil 5.12 Buharlaştırıcı sıcaklığının ekserji üzerindeki etkisi

Bileşen bazında bakıldığında, buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesi düşük sıcaklık çevrimi kompresöründe güç gereksinimini azaltmakla birlikte bileşenlerdeki ekserji yıkımları azalmaya başlar. Ancak aynı anda, buharlaştırıcıdan aktarılan ısı geçişinin ekserji içeriği daha hızlı azaldığından bu iyileşme toplam ekserji veriminde artışa dönüşmez ve sistem ekserji veriminde azalmaya neden olur.

Elde edilen sonuçlar, ejektör entegreli sistemlerin tüm sıcaklık aralığında klasik sistemlere göre daha yüksek ekserji verimi sağlamaktadır. Soğutucu akışkanlar arasında ise, R744/R290 en yüksek ekserji verimini sunarken; R744/Xe, tüm sıcaklık aralığında en düşük performansı göstermiştir.

Buharlaştırıcı sıcaklığı sistem performansını ekserji açısından belirleyen temel bir parametredir. Sıcaklığın yükselmesi COP değerini artırsa da ısı geçişinin ekserji içeriği azaldığı için ekserji verimi düşmektedir. Ejektör entegrasyonu bu azalışı sınırlamakta ve çalışma aralığı boyunca daha yüksek ekserji verimi sunmaktadır.



Şekil 5.13 Buharlaştırıcı sıcaklığının ekserji üzerindeki etkisi [42]

Yang ve arkadaşlarının 2005 yılında yaptıkları çalışmada, kısılma vanası yerine genleşme elemanı olarak genişleyici kullanılan çevrim klasik transkritik CO_2 çevrimiyle karşılaştırılmış; buharlaştırıcı sıcaklığı yükseldikçe ekserji veriminin kademeli olarak azaldığı gösterilmiştir. Bu çalışmada sunulan bulgular da aynı eğilimi yeniden üretmektedir. -50 °C ile -20 °C aralığında yapılan analizlerde, buharlaştırıcı sıcaklığı yükseldikçe ekserji veriminde belirgin bir düşüş ortaya çıkmaktadır. Bu paralellik, modelimizin literatür ile tutarlı olduğunu göstermektedir.

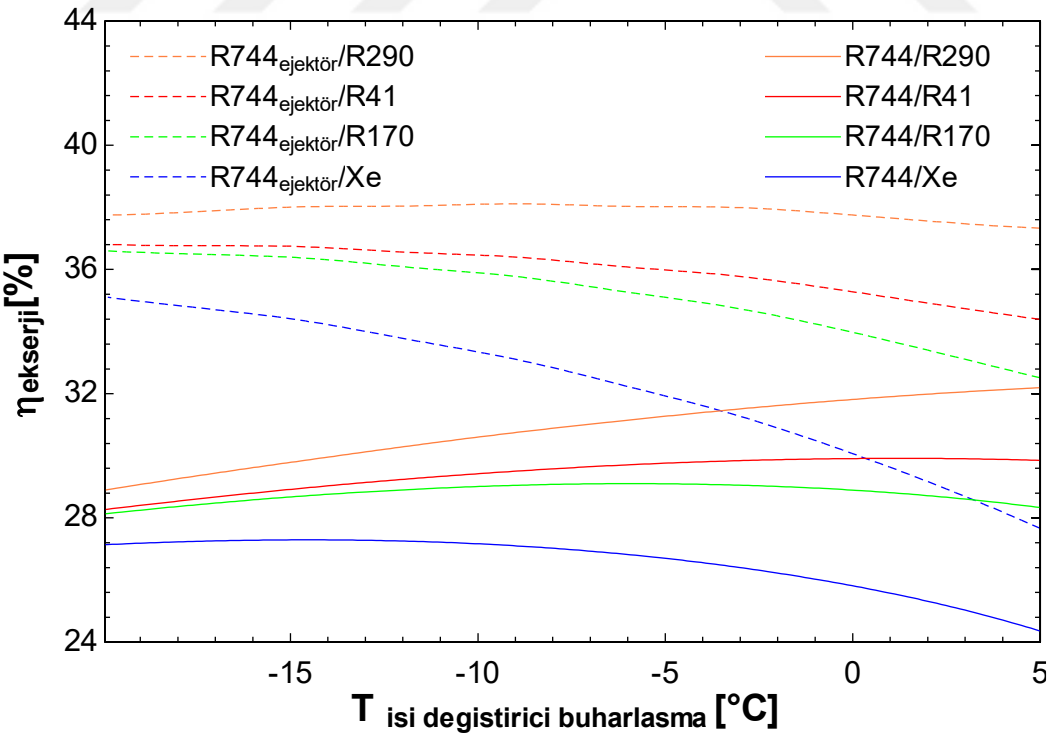
5.2.4 Kaskad Isı Değiştiricisi Buharlaşma Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi

Ejektörün Şekil 5.14'te, yüksek sıcaklık çevriminde kullanılan R744 akışkanının ısı değiştiricide R744'ün buharlaşma sıcaklığının sistemin ekserji verimi üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Buharlaşma sıcaklığı -20 °C ile 5 °C arasında değiştirilmiştir. Bu değişim ile yüksek sıcaklık ve düşük sıcaklık çevrimleri arasındaki sıcaklık dengesi gözetilerek, iki çevrim arasındaki etkileşimin sistem ekserji verimine olan etkisi araştırılmıştır.

Buharlaşma sıcaklığının yükseltilmesi, yüksek sıcaklık çevriminde kompresör giriş basıncını artırıp sıkıştırma oranını düşürürken düşük sıcaklık çevriminde yoğuşma sıcaklığını yükseltmektedir. Buna bağlı olarak kompresörler ve ısı değiştiricileri

arasındaki ekserji yıkımı dağılımı sıcaklık değişimine bağlı olarak yeniden dağılım göstermektedir. Ejektör entegrasyonu ile genleşme vanasında kaybolacak ekserjinin bir bölümü geri kazanılır, kompresör üzerindeki yük azalır ve toplam tersinmezliği düşürmektedir. Elde edilen sonuçlar, incelenen tüm akışkanlarda ejektörlü çevrimin geleneksel yapıya kıyasla belirgin bir ekserji verimi artışının sağlandığını göstermektedir.

Akışkan bazında değerlendirildiğinde, ejektör entegreli sistemler içinde R744/R290 çiftinde ekserji verimi buharlaşma sıcaklığının orta bandında maksimuma ulaşmakta ve bu aralıkta ejektör entegrasyonunun sağladığı iyileşme en yüksek seviyeye çıkmaktadır. R744/R41 ve R744/R170 konfigürasyonlarında ise geleneksel sistemin ekserji verimi buharlaşma sıcaklığı arttıkça yükselirken, ejektörlü çevrimde buharlaşma sıcaklığının artışıyla birlikte azalan bir eğilim görülmektedir. Buna rağmen düşük sıcaklık bölgesinde iki sistem arasındaki farkın büyümesi nedeniyle ejektörün göreli katkısı daha belirgin hâle gelmektedir. Xe kullanılan durumda ise çalışma koşulları kritik sıcaklığa yaklaştıkça ekserji verimi sıcaklık artışıyla birlikte düşmekte; ejektör entegrasyonu mutlak verimi artırmakla birlikte eğilimin yönünü değiştirmemektedir.



Şekil 5.14 Isı değiştirici buharlaşma sıcaklığının ekserji üzerindeki etkisi

Tablo 5.1 R744/R290 geleneksel kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları

R744/R290						
Soğutma Elemanı	**Sağlanan Ekserji [kW]**	**Kazanılan Ekserji [kW]**	**Ekserji Yıkımı [kW]**	ε_k **[%] (4.73)**	y_k **[%] (4.74)**	y_k^* **[%] (4.75)**
Komp. (R744)	1,154	0,986	0,168	85	10	17
Komp. (R290)	0,493	0,341	0,152	69	9	16
Gaz soğutucu	0,320	0,174	0,146	55	9	15
Isı Değiştirici	0,330	0,261	0,069	79	4	7
K.V. (R744)	0,702	0,366	0,336	52	20	35
K.V. (R290)	0,665	0,619	0,046	93	3	5
Buharlaştırıcı	0,557	0,504	0,053	90	3	5
Sistem Geneli	1,647	0,504	0,914	31	59	100

Tablo 5.2 R744/R290 ejektör entegreli kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları

R744/R290 (EJEKTÖR ENTEGRELİ)						
Soğutma Elemanı	**Sağlanan Ekserji [kW]**	**Kazan. Ekserji [kW]**	**Ekserji Yıkımı [kW]**	ε_k **[%] (4.154)**	y_k **[%] (4.155)**	y_k^* **[%] (4.156)**
Komp. (R744)	0,842	0,714	0,128	85	10	19
Komp. (R290)	0,493	0,341	0,152	69	11	23
Gaz soğutucu	0,239	0,159	0,080	66	6	12
Isı Değiştirici	0,331	0,261	0,070	79	5	11
Ejektör	5,958	5,835	0,123	98	9	18
K.V. (R744)	0,379	0,363	0,017	96	1	2
K.V. (R290)	0,665	0,619	0,046	93	3	7
Buharlaştırıcı	0,557	0,504	0,053	90	4	8
Sistem Geneli	1,335	0,504	0,668	38	50	100

Tablo 5.3 R744/R41 geleneksel kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları

R744/R41						
Soğutma Elemanı	**Sağlanan Ekserji [kW]**	**Kazanılan Ekserji [kW]**	**Ekserji Yıkımı [kW]**	ε_k **[%] (4.73)**	y_k **[%] (4.74)**	y_k^* **[%] (4.75)**
Komp. (R744)	1,175	1,004	0,171	85	10	17
Komp. (R41)	0,538	0,388	0,150	72	9	15
Gaz soğutucu	0,326	0,180	0,146	55	9	14
Isı Değiştirici	0,336	0,223	0,113	66	7	11
K.V. (R744)	0,714	0,372	0,342	52	20	33
K.V. (R41)	0,663	0,610	0,053	92	3	5
Buharlaştırıcı	0,559	0,504	0,054	90	3	5
Sistem Geneli	1,713	0,504	1,028	29	60	100

Tablo 5.4 R744/R41 ejektör entegreli kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları

R744/R41 (EJEKTÖR ENTEGRELİ)						
Soğutma Elemanı	**Sağlanan Ekserji [kW]**	**Kazan. Ekserji [kW]**	**Ekserji Yıkımı [kW]**	ε_k **[%] (4.154)**	y_k **[%] (4.155)**	y_k^* **[%] (4.156)**
Komp. (R744)	0,857	0,727	0,130	85	9	18
Komp. (R41)	0,538	0,388	0,150	72	11	21
Gaz soğutucu	0,243	0,161	0,082	66	6	11
Isı Değiştirici	0,337	0,223	0,114	66	8	16
Ejektör	6,065	5,940	0,125	98	9	17
K.V. (R744)	0,386	0,369	0,017	96	1	2
K.V. (R41)	0,663	0,610	0,053	92	4	7
Buharlaştırıcı	0,559	0,504	0,054	90	4	7
Sistem Geneli	1,395	0,504	0,725	36	52	100

Tablo 5.5 R744/R170 geleneksel kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları

R744/R170						
Soğutma Elemanı	**Sağlanan Ekserji [kW]**	**Kazanılan Ekserji [kW]**	**Ekserji Yıkımı [kW]**	ε_k **[%] (4.73)**	y_k **[%] (4.74)**	y_k^* **[%] (4.75)**
Komp. (R744)	1,183	1,011	0,172	85	10	16
Komp. (R170)	0,554	0,387	0,167	70	10	16
Gaz soğutucu	0,328	0,179	0,149	55	9	14
Isı Değiştirici	0,339	0,253	0,086	75	5	8
K.V. (R744)	0,719	0,375	0,344	52	20	33
K.V. (R170)	0,720	0,637	0,083	88	5	8
Buharlaştırıcı	0,557	0,504	0,053	91	3	5
Sistem Geneli	1,737	0,504	1,054	29	61	100

Tablo 5.6 R744/R170 ejektör entegreli kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları

R744/R170 (EJEKTÖR ENTEGRELİ)						
Soğutma Elemanı	**Sağlanan Ekserji [kW]**	**Kazan. Ekserji [kW]**	**Ekserji Yıkımı [kW]**	ε_k **[%] (4.154)**	y_k **[%] (4.155)**	y_k^* **[%] (4.156)**
Komp. (R744)	0,863	0,732	0,131	85	9	18
Komp. (R170)	0,554	0,387	0,167	70	12	22
Gaz soğutucu	0,244	0,162	0,082	66	6	11
Isı Değiştirici	0,339	0,252	0,087	74	6	12
Ejektör	6,105	5,979	0,126	98	9	17
K.V. (R744)	0,389	0,372	0,017	96	1	2
K.V. (R170)	0,720	0,637	0,083	88	6	11
Buharlaştırıcı	0,557	0,504	0,053	91	4	7
Sistem Geneli	1,417	0,504	0,746	36	53	100

Tablo 5.7 R744/Xe geleneksel kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları

R744/Xe						
Soğutma Elemanı	**Sağlanan Ekserji [kW]**	**Kazanılan Ekserji [kW]**	**Ekserji Yıkımı [kW]**	ε_k **[%] (4.73)**	y_k **[%] (4.74)**	y_k^* **[%] (4.75)**
Komp. (R744)	1,220	1,043	0,177	85	10	15
Komp. (Xe)	0,635	0,470	0,165	74	9	14
Gaz soğutucu	0,338	0,184	0,154	54	8	13
Isı Değiştirici	0,349	0,180	0,170	51	9	15
K.V. (R744)	0,742	0,387	0,355	52	19	30
K.V. (Xe)	0,704	0,611	0,093	87	5	8
Buharlaştırıcı	0,560	0,507	0,053	91	3	5
Sistem Geneli	1,855	0,507	1,167	27	63	100

Tablo 5.8 R744/Xe ejektör entegreli kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji performansları

R744/Xe (EJEKTÖR ENTEGRELİ)						
Soğutma Elemanı	**Sağlanan Ekserji [kW]**	**Kazan. Ekserji [kW]**	**Ekserji Yıkımı [kW]**	ε_k **[%] (4.154)**	y_k **[%] (4.155)**	y_k^* **[%] (4.156)**
Komp. (R744)	0,890	0,755	0,135	85	9	16
Komp. (Xe)	0,635	0,470	0,165	74	11	19
Gaz soğutucu	0,253	0,168	0,085	67	6	10
Isı Değiştirici	0,350	0,179	0,171	51	11	20
Ejektör	6,298	6,168	0,130	98	9	15
K.V. (R744)	0,401	0,384	0,018	96	1	2
K.V. (Xe)	0,704	0,611	0,093	87	6	11
Buharlaştırıcı	0,560	0,507	0,053	91	3	6
Sistem Geneli	1,525	0,507	0,850	33	56	100

5.2.5 Bileşen Bazlı Ekserji Yıkımı ve Verimi Üzerine Değerlendirmeler

Kaskad soğutma çevriminde yüksek sıcaklık çevriminde R744 ve düşük sıcaklık çevriminde dört farklı akışkanın olduğu kaskad soğutma çevriminin bileşen bazlı ekserji analizleri yapılmıştır. Elde edilen veriler ile sistemlerin toplam ekserji yıkımı, bu yıkımın bileşenlere dağılımı ve verilen ekserjinin ne oranda faydalı işe dönüştüğü karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Bu kapsam ile birlikte ejektör

entegreli kaskad sistemin yalnızca soğutma performansı açısından değil, enerji kalitesini belirleyen ekserji açısından da sistem performansına sağladığı katkı incelenmiştir.

Kompresörler sistemin en temel iş girdisini oluşturan elemandır. Elde edilen verilere göre, ejektör entegreli yüksek sıcaklık çevrimindeki kompresörde geleneksel sisteme kıyasla daha düşük ekserji yıkımı gözlenmiştir. Bu ejektör sonrası kompresöre giden gaz fazındaki akışkanın daha yüksek basınçta olmasıyla sıkıştırma oranını düşürerek kompresör işini azaltılmasından kaynaklanmaktadır. Ejektör entegrasyonuyla birlikte yüksek sıcaklık çevrimi kompresöründeki ekserji yıkımı yaklaşık %24 oranında azalmıştır.

Gaz soğutucu, her iki sistemde de yüksek ekserji yıkımına neden olan bileşen olarak öne çıkmaktadır. Yüksek sıcaklık çevrimlerinde, gaz soğutucu giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında yüksek farklar oluşmakta ve entropi üretimi artmaktadır. Ancak, ejektör entegrasyonunun sistem genelinde iyileştirici etkisi bulunmaktadır. Ejektörlü sistemlerde kompresör çıkış sıcaklığı geleneksel sistemlere kıyasla daha düşük olmaktadır ve gaz soğutucu üzerinden daha dengeli bir sıcaklık dağılımı olmaktadır. Geleneksel sistemlerde gaz soğutucudaki yıkımının toplam yıkım içindeki oranı %14-15 seviyelerinde olurken, ejektörlü sistemlerde %11-12 seviyelerinde kalmıştır.

Genleşme elemanlarındaki ekserji kayıpları, geleneksel sistem ile ejektör entegreli sistemler arasında önemli farklılıklar göstermektedir. Geleneksel sistem yüksek sıcaklık çevriminde, genleşme vanası toplam yıkımın ortalama %30'unu oluştururken, ejektörlü sistemlerde bu oran %2 seviyelerinde kalmıştır. Bunun nedeni geleneksel sistemlerde genleşme vanası giriş ve çıkışı arasında yüksek basınç farklarının olması ve kayıpların artmasıdır. Ejektör kullanılan sistemlerde genleşme vanası giriş basıncı geleneksel sistemlere kıyasla çok daha düşük seviyelerde olabilmektedir. Ayrıca ejektör belirli bir yıkım üretiyor olsa da genleşme vanası kaynaklı yıkımına kıyasla hem daha düşük seviyelerde olmaktadır.

Sistem genelinde yapılan ekserji analizine göre, buharlaştırıcılar %90-91 gibi yüksek ekserji verimleriyle çalışmaktadır. Bu yüksek verimlilik değeri, buharlaştırıcıda gerçekleşen ısı transferinin düşük entropi üretimiyle gerçekleştiğini ve kalitesinin yüksek olduğunu göstermektedir.

Akışkan seçiminin ekserji veriminde belirleyici bir rol oynadığı tablolardan görülebilmektedir. Bu veriler ile birlikte sistem tasarımında akışkan seçiminin sadece COP ile değil, aynı zamanda ekserji performansı açısından da dikkate alınması gerekmektedir.

Bu çalışmada geliştirilen kaskad yapılı, ejektör entegreli sistemin termodinamik doğruluğunu değerlendirmek amacıyla, literatürde yer alan ejektörlü bir sistemin bileşenleri bazında ekserji verimlilikleri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma, kıyaslamanın doğruluğu açısından yalnızca yüksek sıcaklık çevriminde yer alan kompresör, gaz soğutucu, ejektör ve genleşme vanası gibi ortak bileşenler üzerinden gerçekleştirilmiştir. R744 kompresörü bu çalışmada %85 ekserji verimiyle çalışırken, referans sistemde %79,4 olarak raporlanmıştır. Gaz soğutucunun verimi literatürde %66,7 iken, mevcut sistemde %66 seviyesinde hesaplanmıştır. Ejektör bileşeni her iki sistemde de dikkat çekici düzeyde ekserji kaybına neden olmaktadır; literatürde %56,13 verimle çalıştığı belirtilmiş, bu çalışmada ise %98 verim elde edilmiştir. Farkın nedeni, ejektör bileşeninde sağlanan ekserji tanımındaki metodolojik ayrışmadır; bazı çalışmalarda sağlanan ekserji yalnızca birincil akımın akış ekserjisi iken, bu çalışmada her iki giriş akımının toplamı esas alınmıştır; bu tercih, hesaplanan bileşen verimini etkilemektedir Buna ek olarak, genleşme vanasının ekserji verimi bu çalışmada %96 olarak hesaplanmış, referans çalışmadaki genleşme vanası verimi ise %99,6 olarak raporlanmıştır

Component	$\dot{E}_{F,k}$ (kW)	$\dot{E}_{P,k}$ (kW)	$\dot{E}_{D,k}$ (kW)	$\dot{E}_{L}$ (kW)	ε_k %
Compressor	37.06	29.43	7.63	–	79.41
Gas cooler	10.42	6.95	3.47	–	66.70
Ejector	11.83	6.64	5.19	–	56.13
Expansion valve	14.64	14.47	0.17	–	98.84
Evaporator	13.30	9.16	4.14	–	68.87
TE subcooler	6.16	0.34	5.82	–	5.52
Overall system	42.87	9.16	26.42	7.29	21.37

Şekil 5.15 Literatürdeki ejektörlü sistemin bileşenlerine ait ekserji verimlilikleri [23]

Tüm bu değerlendirmeler, farklı çevrim yapılarına ve işletme koşullarına rağmen temel bileşenlerin ekserji davranışlarında tutarlılık olduğunu ortaya koymaktadır. Bu da geliştirilen modelin doğruluğunu, fiziksel geçerliliğini ve literatürle olan uyumunu güçlü biçimde desteklemektedir.

6
SONUÇ

Bu çalışmada, ejektör entegreli kaskad soğutma sistemlerinin COP ve ikinci yasa temelli ekserji performans analizi gerçekleştirilmiştir. Yüksek sıcaklık çevriminde R744, düşük sıcaklık çevriminde ise R290, R41, R170 ve Xe olmak üzere dört farklı soğutucu akışkan kullanılarak geleneksel ve ejektörlü kaskad sistem çevrimleri karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. EES yazılımı kullanılarak oluşturulan model ile COP, ekserji verimi, bileşen bazlı ekserji verimi gibi performans kriterlerine göre değerlendirilmiş, aynı zamanda akışkan özelliklerinin ve çevrim parametrelerinin etkileri detaylı biçimde grafiklerle incelenmiştir.

Elde edilen bulgular, ejektör entegrasyonunun sistemin hem COP hem de ikinci yasa verimi üzerinde anlamlı iyileştirmeler sağladığını açıkça ortaya koymaktadır. Özellikle kompresör yükünün azaltılması ve kısılma sürecinin daha verimli hale getirilmesi sayesinde, toplam ekserji yıkımı geleneksel sistemlere göre ortalama %30 azaltılmıştır.

COP açısından değerlendirildiğinde benzer bir eğilim izlenmiştir. Ejektörlü sistemler, aynı soğutkanın kullanıldığı geleneksel sistemlere kıyasla her parametre aralığında daha yüksek COP değerleri sunmuştur. COP'un yüksekliği sadece enerji tüketimini azaltmakla kalmamış, sistemin sürdürülebilirliği açısından da olumlu katkılar sağlamıştır.

Çevrim parametrelerinin etkileri incelendiğinde, gaz soğutucu basıncı ve çıkış sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklıkları gibi değişkenlerin hem COP hem ekserji verimi üzerinde doğrudan etkili olduğu görülmüştür. Özellikle gaz soğutucu basıncında belirli bir noktaya kadar verimlilik artarken, sonrasında kompresör iş yükünün artmasıyla verimlilik düşmeye başlamıştır. Bu durum sistemin kendine özgü bir optimum işletim bölgesi olduğunu göstermektedir.

Bileşen bazlı ekserji analizi sonucunda, en büyük kayıpların kompresör ve genleşme elemanlarında meydana geldiği belirlenmiştir. Ejektör entegrasyonu

sayesinde bu bileşenlerdeki kayıplar büyük oranda azaltılmış; sistemin genel entropi üretimi düşürülerek ekserji kalitesi artırılmıştır.

Çalışmada kullanılan akışkanlar arasında en yüksek verimlilik R744/R290 ile sağlanırken, R744/R41 de oldukça dengeli bir performans sergilemiştir. R744/R170 nispeten orta düzeyde sonuçlar verirken, COP ve ekserji verimi bakımından en düşük performans R744/Xe ile çalışan sistemde gözlemlenmiştir. Bu durum, sistem tasarımında yalnızca bileşen konfigürasyonu değil, aynı zamanda akışkan seçiminin de büyük önem taşıdığını göstermektedir.

Elde edilen bulgular ışığında, ejektörlü kaskad sistemlerin özellikle düşük sıcaklıklı soğutma uygulama alanlarında verimlilik ve enerji kalitesi açısından avantaj sağlayabileceği sonucuna varılmıştır. Ancak ejektör tasarımının optimize edilmemesi durumunda beklenen iyileştirmelerin elde edilemeyeceği de bir gerçektir. Bu nedenle, gelecek çalışmalarda ejektör geometrisinin optimizasyonu, değişken yük koşullarına adaptasyonu ve sistem dinamiklerinin kontrolü gibi konulara odaklanılması önerilmektedir.

Ancak bu çalışma, bazı varsayımlar altında gerçekleştirilmiş olup belirli sınırlamaları beraberinde getirmektedir. Özellikle ejektör modeli izentropik verimlilik esasına dayalı olarak ele alınmış, geometrik yapı detaylı şekilde optimize edilmemiştir. Bu nedenle, farklı işletim koşullarına göre optimize edilmiş ejektör geometrilerinin incelenmesi ve çoklu ejektör sistemleri gibi alternatif konfigürasyonların değerlendirilmesi önerilmektedir. Ayrıca, gerçek uygulamalarda karşılaşılan ani iç yük değişimlerine karşı sistemin zamana bağlı dinamik tepkisinin analiz edilmesi, kontrol stratejilerinin geliştirilmesi açısından önem arz etmektedir. Modelin deneysel olarak doğrulanması, teorik bulguların geçerliliğini sınamak için büyük önem taşımaktadır. Son olarak, benzer termofiziksel özelliklere sahip alternatif düşük GWP'li akışkanlarla yapılacak karşılaştırmalı analizler ve çevresel etki değerlendirmeleri açısından TEWI ve LCCP gibi göstergelerin de dikkate alınması, sürdürülebilir sistem tasarımlarına katkı sağlayacaktır.

Sonuç olarak, ejektör entegreli kaskad soğutma sistemleri, kompresör iş yükünü düşürmesi ve kısılma sürecindeki kayıpları azaltması sayesinde hem COP hem de

ekserji veriminde sağladığı artışlarla özellikle düşük sıcaklıklı uygulamalarda geleneksel sistemlere kıyasla daha yüksek performans sunmaktadır.

KAYNAKÇA

[1] C. Wang, Z. Miao, X. Chen, and Y. Cheng, “Factors affecting changes of greenhouse gas emissions in Belt and Road countries,” Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 147, Art. No. 111220, 2021.

[2] B. Y. K. de Carvalho, C. Melo, and R. H. Pereira, “An experimental study on the use of variable capacity two-stage compressors in transcritical carbon dioxide light commercial refrigerating systems,” International Journal of Refrigeration, vol. 106, pp. 604-615, 2019.

[3] O. Hoegh-Guldberg, D. Jacob, M. Taylor, T. Guillén Bolaños, M. Bindi, S. Brown, I. A. Camilloni, A. Diedhiou, R. Djalante, K. Ebi, F. Engelbrecht, J. Guiot, Y. Hijioka, S. Mehrotra, C. W. Hope, A. J. Payne, H.-O. Pörtner, S. I. Seneviratne, A. Thomas, R. Warren, and G. Zhou, “The human imperative of stabilizing global climate change at 1,5 °C,” *Science*, vol. 365, no. 6459, 2019.

[4] B. Dai, Y. Cao, X. Zhou, S. Liu, R. Fu, C. Li, and D. Wang, “Exergy, carbon footprint and cost lifecycle evaluation of cascade mechanical subcooling CO_2 commercial refrigeration systems in China,” Journal of Cleaner Production, vol. 434, Art. no. 140186, 2024.

[5] D. Tsimpoukis, E. Syngounas, D. Petsanas, G. Mitsopoulos, S. Anagnostatos, E. Bellos, C. Tzivanidis, and M. G. Vrachopoulos, “Energy and environmental investigation of R744 all-in-one configurations for refrigeration and heating/air conditioning needs of a supermarket,” Journal of Cleaner Production, vol. 279, Art. no. 123234, 2021.

[6] Y. Dong, S. A. Miller, and G. A. Keoleian, “Estimating the greenhouse gas emissions of cold chain infrastructure in China from 2021 to 2060,” Sustainable Production and Consumption, vol. 31, pp. 546-556, 2022.

[7] K. M. Tsamos, Y. T. Ge, I. D. M. C. Santosa, and S. A. Tassou,"Experimental investigation of gas cooler/condenser designs and effects on a CO_2 booster system,"Applied Energy, vol. 186, pp. 470-479, 2017.

[8] E. Demirci, M. Özkaymak, M. Koşan, A. E. Akkoç, and M. Aktaş,"Doğal soğutucu akışkan kullanımında gelişmeler,"Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi, vol. 6, no. 3, pp. 184-199, 2020.

[9] T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı, Ozon Tabakası Bilgi Platformu. Türkiye Ulusal Ozon Birimi, https://ozonturkiye.csb.gov.tr/ozon-tabakasi-bilgi-platformu-i-101959, 01.10.2025

[10] T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı https://iklim.gov.tr/viyana-sozlesmesi-i-36, 01.10.2025

[11]T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı https://iklim.gov.tr/montreal-protokolu-i-38, 01.10.2025

[12]T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı https://iklim.gov.tr/kyoto-protokolu-i-35, 01.10.2025

[13]T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı https://iklim.gov.tr/paris-anlasmasi-i-34, 01.10.2025

[14]T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı https://iklim.gov.tr/db/turkce/icerikler/files/FlorluSeraGazlar%C4%B1na%C4%B0li%C5%9FkinY%C3%B6netmelik_RG_32693_15.10.2024.pdf

[15] D. Li and E. A. Groll,"Transcritical CO_2 refrigeration cycle with ejector-expansion device,"International Journal of Refrigeration, vol. 28, pp. 766-773, 2005.

[16] J. Q. Deng, P. X. Jiang, T. Lu, and W. Lu,"Particular characteristics of transcritical CO_2 refrigeration cycle with an ejector,"Applied Thermal Engineering, vol. 27, pp. 381-388, 2007.

[17] C. Guangming, X. Xiaoxiao, L. Shuang, L. Lixia, and T. Liming, "An experimental and theoretical study of a CO_2 ejector,"International Journal of Refrigeration, vol. 33, pp. 915-921, 2010.

[18] J. S. Lee, M. S. Kim, and M. S. Kim, "Experimental study on the improvement of CO_2 air conditioning system performance using an ejector,"International Journal of Refrigeration, vol. 34, pp. 1614-1625, 2011.

[19] M. E. Ahammed, S. Bhattacharyya, and M. Ramgopal, "Thermodynamic design and simulation of a CO_2 based transcritical vapour compression refrigeration system with an ejector,"International Journal of Refrigeration, vol. 45, pp. 177-188, 2014.

[20] T. Bai, G. Yan, and J. Yu, "Thermodynamic analyses on an ejector enhanced CO_2 transcritical heat pump cycle with vapor-injection,"International Journal of Refrigeration, vol. 58, pp. 22-34, 2015.

[21] J. Chen, H. Havtun, and B. Palm, "Conventional and advanced exergy analysis of an ejector refrigeration system,"Applied Energy, vol. 144, pp. 139-151, 2015.

[22] L. Zou, Y. Liu, and J. Yu, "Thermodynamic and environment analysis of a modified transcritical CO_2 refrigeration cycle integrated with ejector and subcooler,"International Journal of Refrigeration, vol. 173, pp. 123-138, 2025.

[23] X. Liu, K. Yu, X. Wan, M. Zheng, and X. Li, "Conventional and advanced exergy analyses of transcritical CO_2 ejector refrigeration system equipped with thermoelectric subcooler,"Energy Reports, vol. 7, pp. 1765-1779, 2021.

[24] J. Sarkar, "Optimization of ejector-expansion transcritical CO_2 heat pump cycle," Energy, vol. 33, pp. 1399-1406, 2008.

[25] J. Yan and Y. Shu, "Conventional and advanced exergy analysis of a dual-evaporator transcritical CO_2 refrigeration system enhanced with ejectors," International Journal of Refrigeration, vol. 174, pp. 204-216, 2025.

[26] X. Cao, X. Liang, L. Shao, and C. Zhang, "Performance analysis of an ejector-assisted two-stage evaporation single-stage vapor-compression cycle,"Applied Thermal Engineering, vol. 205, Art. No. 118005, 2022.

[27] T. Bai, G. Yan, and J. Yu, "Thermodynamics analysis of a modified dual-evaporator CO_2 transcritical refrigeration cycle with two-stage ejector,"Energy, vol. 84, pp. 325-335, 2015.

[28] T. Bai, J. Yu, ve G. Yan, "Advanced exergy analyses of an ejector expansion transcritical CO_2 refrigeration system," Energy Conversion and Management, vol. 126, pp. 850-861, 2016.

[29] A. U. Atmaca, A. Erek, O. Ekren ve M. T. Çoban, "Thermodynamic performance of the transcritical refrigeration cycle with ejector expansion for R744, R170, and R41," Journal of Thermal Science and Technology, vol. 38, no. 2, pp. 111-127, 2018.

[30] E. Dikmen, A. Şencan Şahin, Ö. İ. Deveci, and E. Akdağ, "GWP değeri düşük soğutucu akışkanların kullanıldığı kaskad soğutma sisteminin karşılaştırmalı performans analizi," El-Cezerî Fen ve Mühendislik Dergisi, vol. 7, no. 1, pp. 338-345, 2020.

[31] D. Sánchez, A. Andreu-Nácher, D. Calleja-Anta, R. Llopis, R. Cabello, "Energy impact evaluation of different low-GWP alternatives to replace R134a in a beverage cooler. Experimental analysis and optimization for the pure refrigerants R152a, R1234yf, R290, R1270, R600a and R744", Energy Conversion and Management, vol. 256, Art. no. 115388, 2022.

[32] C.-M. Udroiu, A. Mota-Babiloni, P. Giménez-Prades, Á. Barragán-Cervera, and J. Navarro-Esbrí, "Thermodynamic evaluation of CO_2 for ultra-low temperature refrigeration," Energy Conversion and Management: X, vol. 20, Art. no.100446, 2023.

[33] S. Elbel and P. Hrnjak, "Ejector refrigeration: An overview of historical and present developments with an emphasis on air-conditioning applications," International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, West Lafayette, USA, 2008, Paper 884.

[34] F. Liu, "Review on ejector efficiencies in various ejector systems," International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, USA, 2014, Paper 1533.

[35] N. D. Lawrence, "Analytical and experimental investigation of two-phase ejector cycles using low-pressure refrigerants," M.S. thesis, Dept. of Mechanical Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, IL, USA, 2012.

[36] Ö. Kaşka and N. Tokgöz, "Performance assessments of cascade refrigeration system with expander boosted subcooling,"Case Studies in Thermal Engineering, vol. 71, Art. no. 106124, 2025.

[37] S. Soni, P. Mishra, G. Maheshwari, and D. S. Verma, "Theoretical estimation of efficiency defect in cascade refrigeration system using low global warming potential refrigerant pair,"Materials Today: Proceedings, vol. 59, pp. 1040-1044, 2022.

[38] D. M. Robinson and E. A. Groll, “Efficiencies of transcritical CO_2 cycles with and without an expansion turbine,” International Journal of Refrigeration, vol. 21, no. 7, pp. 577-589, 1998.

[39] T. Morosuk, G. Tsatsaronis, and C. Zhang, "Conventional thermodynamic and advanced exergetic analysis of a refrigeration machine using a Voorhees' compression process," Energy Conversion and Management, vol. 60, pp. 143-151, 2012.

[40] H. Li, Q. Huang and J. Yu, “Thermodynamic analysis of a modified two-stage transcritical CO_2 refrigeration cycle with an ejector and a subcooler,” International Journal of Refrigeration, vol. 168, pp. 492–505, 2024.

[41] Ç. Kutlu, Ş. Ünal, E. Cihan, and M. T. Erdinç, "Ejektörlü transkritik CO_2 soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi," ULIBTK’15 20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Balıkesir, Türkiye, Sept. 2015.

[42] J. L. Yang, Y. T. Ma, M. X. Li, and H. Q. Guan, "Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander," Energy, vol. 30, pp. 1162-1175, 2005.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1)Y. Özkan ve A.S. Dalkılıç, "Exergy analysis of transcritical CO_2 refrigeration system enhanced with ejectors," ICES 2025- International Conference on Energy Systems, Istanbul, May 2025, pp. 178-180. ISBN: 978-625-00-6886-1