



POLİTEKNİK DERGİSİ

*JOURNAL of POLYTECHNIC*

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.org.tr/politeknik>



# Çok amaçlı yüksek performanslı CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma sistemi tasarımı

## *Multi-purpose high-performance CO<sub>2</sub> refrigerant refrigeration system design*

*Yazar(lar) (Author(s)):* Zeyad Tareq Sattar SATTAR<sup>1</sup>, Mustafa AKTAŞ<sup>2</sup>, Yaren GÜVEN<sup>3</sup>, Elif Merve BAHAR<sup>4</sup>

ORCID<sup>1</sup>: 0009-0005-7711-6444

ORCID<sup>2</sup>: 0000-0003-1187-5120

ORCID<sup>3</sup>: 0000-0003-0732-4692

ORCID<sup>4</sup>: 0000-0002-4692-9312

**To cite to this article:** Sattar Z. T. S., Aktaş M., Güven Y. and Bahar E. M., “Çok Amaçlı Yüksek Performanslı CO<sub>2</sub> Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemi Tasarımı”, *Journal of Polytechnic*, 28(3): 935-946, (2025).

**Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz:** Sattar Z. T. S., Aktaş M., Güven Y. ve Bahar E. M., “Çok Amaçlı Yüksek Performanslı CO<sub>2</sub> Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemi Tasarımı”, *Politeknik Dergisi*, 28(3): 935-946, (2025).

**Erişim linki (To link to this article):** <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

**DOI:** 10.2339/politeknik.1532175

# Çok Amaçlı Yüksek Performanslı CO<sub>2</sub> Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemi Tasarımı

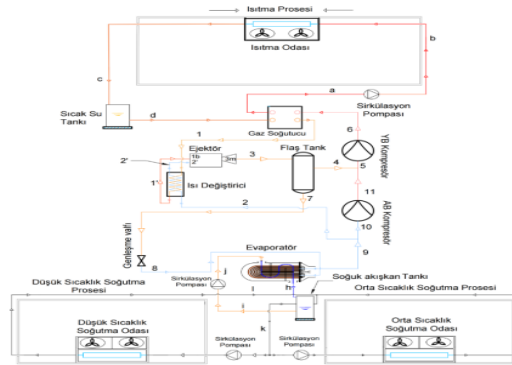
## Multi-Purpose High-Performance CO<sub>2</sub> Refrigerant Refrigeration System Design

### Önemli noktalar (Highlights)

- ❖ CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının potansiyelini vurgulamak. / Highlight the potential of CO<sub>2</sub> refrigerant.
- ❖ Enerji maliyetlerini düşürmek. / Reducing energy costs.
- ❖ Çevresel sürdürülebilirliğin sağlanması. / Ensuring environmental sustainability.
- ❖ Yüksek performanslı bir soğutma sistemi elde etmek. / Achieving a high performance refrigeration system.

### Grafik Özet (Graphical Abstract)

Isıtma ile orta ve düşük sıcaklıktaki soğutma sistemlerinde kullanılmak üzere iki kademeli ejektörlü karbondioksit soğutucu akışkanlı bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. / A two-stage ejector carbon dioxide refrigerant refrigeration system was designed for use in heating and medium and low temperature refrigeration systems.



Şekil. Tasarlanan sistemin şematik görünümü / Figure. Schematic view of designed system

### Amaç (Aim)

Tek soğutma sistemiyle iki kompresör kullanarak orta ve düşük sıcaklıklarda çalışabilen, atık ısıyı kullanan bir soğutma sistemi elde etmek amaçlanmıştır. / It was aimed to obtain a refrigeration system that can operate at medium and low temperatures by using two compressors with a single refrigeration system and utilizing waste heat.

### Tasarım ve Yöntem (Design & Methodology)

Küresel ısınmanın azaltılmasına katkı sağlayabilecek çevre dostu bir soğutucu akışkan kullanarak yüksek performanslı bütünlük yapıda bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. / A high performance integrated refrigeration system was designed using an environmentally friendly refrigerant that can contribute to the reduction of global warming.

### Özgünlük (Originality)

Çok amaçlı olarak tasarlanmış ve üç farklı işlemi bir arada gerçekleştirebilen bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. / A multi-purpose refrigeration system was designed that can perform three different processes at the same time.

### Bulgular (Findings)

Soğutma sisteminin performansını optimize etmek için gaz soğutucu basıncı, evaporatör basıncı, sıcaklık ve kompresör izantropik verimi gibi değerlerin optimum değerleri belirlenmiştir. / In order to optimize the performance of the refrigeration system, the optimum value of values such as gas refrigerant pressure, evaporator pressure, temperature and compressor isentropic efficiency were determined.

### Sonuç (Conclusion)

Tek bir soğutma sistemi içinde enerji ve maliyet tasarrufu sağlayan yüksek performanslı bir çözüm sunulmuştur. / A high-performance solution that saves energy and costs in a single refrigeration system.

### Etik Standartların Beyanı (Declaration of Ethical Standards)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler. / The author(s) of this article declare that the materials and methods used in this study do not require ethical committee permission and/or legal-special permission.

# Çok Amaçlı Yüksek Performanslı CO<sub>2</sub> Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemi Tasarımı

*Araştırma Makalesi / Research Article*

Zeyad Tareq SATTAR<sup>1</sup>, Mustafa AKTAŞ<sup>2</sup>, Yaren GÜVEN<sup>2</sup>, Elif Merve BAHAR<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği A.B.D., Gazi Üniversitesi, Türkiye

<sup>2</sup>Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Gazi Üniversitesi, Türkiye

<sup>3</sup>Hasan Ferdi Turgutlu Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Türkiye

(Geliş/Received : 12.08.2024 ; Kabul/Accepted : 28.10.2024 ; Erken Görünüm/Early View : 14.11.2024)

## ÖZ

Enerji tüketiminin ve sera gazı emisyonlarının artması ciddi çevresel sorunlara neden olmaktadır. Çevresel endişeleri azaltırken enerji verimliliği sağlamak için çevre dostu soğutucu akışkanların kullanılması gerekmektedir. Doğal bir soğutucu akışkan olan karbondioksit, bu konuda büyük rol oynamaktadır. Bu çalışmada, iki kademeli ejektörlü karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sistemi tasarlanmıştır. Tasarlanan soğutma sisteminin ısıtma ile orta ve düşük sıcaklıktaki soğutma işlemleri için kullanılması amaçlanmıştır. Isıtma ve soğutma odalarının ısıtılması ve soğutulması için su ve soğutucu akışkan sirkülasyon sistemi kullanılmıştır. Isıtma işlemi için gaz soğutucu kullanılarak 144,3°C sıcaklıkta 99,66 kW'lık ısıtma kapasitesi elde edilmiş, COP değeri 1,26 olarak hesaplanmıştır. Soğutma işlemi için ise evaporatör kısmında -30°C sıcaklıkta 165,56 kW soğutma kapasitesi elde edilmiş, COP değeri 2,11 olarak hesaplanmıştır. Tasarlanan soğutma sisteminde, kompresörün tükettiği güç 79,08 kW olarak hesaplanmış, ısıtma ve soğutma işlemlerinde 265,22 kW kapasite elde edilmiştir. Bu da 3,38 değerinde bir ikili performans katsayısı elde edildiğini göstermektedir.

**Anahtar Kelimeler:** CO<sub>2</sub> soğutucu akışkan, enerji verimliliği, performans katsayısı, soğutma ve ısıtma.

# Multi-Purpose High-Performance CO<sub>2</sub> Refrigerant Refrigeration System Design

## ABSTRACT

Increasing energy consumption and greenhouse gas emissions are causing serious environmental problems. Environmentally friendly refrigerants must be used to achieve energy efficiency while reducing environmental concerns. Carbon dioxide, a natural refrigerant, plays a major role. In this study, a two-stage ejector carbon dioxide refrigerant refrigeration system is designed. The designed refrigeration system was intended for heating and medium and low-temperature refrigeration processes. Water and refrigerant circulation system was used for heating and refrigeration of the heating and refrigeration chambers. Using a gas cooler for heating, a heating capacity of 99.66 kW was obtained at a temperature of 144.3°C, and the COP value was calculated as 1.26. For the refrigeration process, a refrigeration capacity of 165.56 kW was obtained at -30°C in the evaporator section, and the COP value was calculated as 2.11. In the designed refrigeration system, the power consumed by the compressor was calculated as 79.08 kW, and a capacity of 265.22 kW was obtained in heating and refrigeration processes. This shows that a dual coefficient of performance of 3.38 was obtained.

**Keywords:** CO<sub>2</sub> refrigerant, energy efficiency, coefficient of performance, refrigeration and heating.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Soğutma tesisleri, genellikle endüstriyel, ticari veya bina uygulamalarında kullanılan ve bir alanın sıcaklığını düşürmek ya da bir işlemi termal olarak kontrol etmek amacıyla tasarlanmış birimlerdir. Bu tesisler, havayı veya suyu soğutmak için özel ekipmanlar barındırır. Çeşitli sektörlerde yaygın bir şekilde kullanılan soğutma tesisleri, endüstriyel soğutma sistemleri, gıda üretim tesisleri, soğuk depolar, klima sistemleri ve buz üretim tesisleri gibi belirli uygulamalara veya sektör ihtiyaçlarına göre tasarlanmış sistemlerdir [1].

Bu sistemler, bu tür ürünlerin kalitesini ve güvenliğini korumak için tasarlanmış olup, özellikle gıda ve ilaç endüstrilerinde büyük öneme sahiptir. Gıda sektörü taşımada sunulan bir hizmet türü olan soğuk zincir

lojistiği, bir ürünün üretilmeye başlanıldığı andan son teslim yerine kadar sıcaklık kontrolünün ve soğuk hava zincirinin devamlılığının sağlandığını ifade etmektedir. Soğuk zincir lojistiğinde yer alan ürünler genellikle hızla tüketilen gıda ürünleri ile dondurulmuş ürünler olmaktadır. Bu ürünlerin tüm tedarik zinciri boyunca soğutulmuş ya da dondurulmuş halde tutulması gerekmektedir. Bundan dolayı, bozulabilen gıdaların sıcaklık kontrollü taşınması ve depolanması için soğuk hava depo zincirleri kullanılmaktadır. Bu zincirler, ürünlerin üretiminden tüketimine kadar tüm dağıtım süreci boyunca belirli bir sıcaklık aralığında tutulmasını sağlamaktadır. Soğuk zincirin bozulmadan devam edebilmesi gıda güvenliği ve raf ömrü üzerinde büyük önem taşımaktadır [2,3].

\*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)

e-posta : yaranguven@gazi.edu.tr

Soğutma sistemlerinin çevresel etkileri göz önünde bulundurulduğunda, soğutucu akışkan seçimi büyük rol oynamaktadır. Soğutucu akışkanın fiziksel özelliklerinin yanı sıra çevre dostu olması, iki önemli avantaj sağlar. Bu avantajlarından biri, karbondioksit soğutucu akışkanının sahip olduğu fiziksel özelliklerdir. İkincisi ise kullanım özelliklerinden kaynaklanmaktadır. Karbondioksit (CO<sub>2</sub>), küresel ısınma potansiyelinin çok düşük olması ve ozon tabakası delme potansiyelinin sıfır olması nedeniyle soğutma çevrimlerinde tercih edilmektedir. CO<sub>2</sub>'nin seçilmesinde etkili olan diğer faktörler arasında performans katsayısı, enerji verimliliği, yüksek hacimsel soğutma kapasitesi, ısı özellikleri, maliyetlerinin düşük olması ve temin edilmesinin kolay olması yer almaktadır [4,5].

R744 (CO<sub>2</sub>) gibi karbondioksit tabanlı soğutucu akışkanlar, enerji verimliliği sağlamak ve çevresel etkileri minimize etmektedir. CO<sub>2</sub>'nin fiziksel ve kimyasal özellikleri her soğutma sistemi için uygundur. CO<sub>2</sub> bazlı soğutma sistemleri, enerji verimliliği sağlaması ve karbon ayak izinin azaltılmasıyla dikkat çekmektedir. Bu sistemler, sürdürülebilirlik hedeflerine ulaşmada önemli rol oynamaktadır. Teknolojik ilerlemeler ve sektörel adaptasyonla birlikte, bu sistemlerin etkinliği ve kullanım alanları genişlemektedir.

Literatürde karbondioksitin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı pek çok çalışma mevcuttur. Bellos ve Tzivanidis [6], buhar sıkıştırma soğutma sistemini ısı eşanjörlü, iki kademeli, paralel sıkıştırma ve mekanik aşırı soğutmalı olmak üzere dört farklı transkritik karbondioksit soğutma sistemiyle kıyaslamışlardır. Performans katsayısı (COP) artışlarının, evaporatör sıcaklığının düşük olduğu ve gaz soğutucu dış sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda daha yoğun olduğunu gözlemlemişlerdir. Bu sistemlerdeki ortalama COP iyileştirmelerini sırasıyla %8,88, %36,79, %47,98 ve %75,80 olarak hesaplamışlardır. Mitsopoulos vd. [7], karbondioksit kullanılan farklı soğutma sistemlerini R404A kullanılan soğutma sistemiyle kıyaslama yapmışlardır. Orta ve düşük sıcaklıkta paralel sıkıştırma ve aşırı beslemeli evaporatörlere sahip soğutma sisteminin ve bu sisteme ara soğutucu eklenerek aşırı soğutma yapılması durumundaki yeni sistemin yıllık bazda R404A sistemine göre %8,53 daha az enerji tükettiğini bulmuşlardır. Liu vd. [8], yeni bir kendinden kondenzasyonlu süperkritik karbondioksit rankine çevrim sistemi önermişlerdir. Absorbsiyonlu soğutma çevrimi tarafından üretilen soğutma kapasitesi karbondioksiti yoğunlaştırmak için kullanılmıştır. Bu sistemde termal verimlilikte %3,77'lik bir artış gözlemlemişler, sistemin elektrik maliyetini 0,0709 \$/kWh olarak hesaplamışlardır.

Elbir vd. [9], tek kademeli ve transkritik karbondioksit soğutucu akışkanlı sudan suya ısı aktarımı yapan ısı pompası sisteminin, 75 bar basınç değerinden 100 bar basınç değerine çıkarılmasının ve sudan suya soğutmaya gerçekleştiren suyun kütsel debisinin yükseltilmesinin sistem üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Deneysel

sonuçlara göre çevre sıcaklığının 290 K'den 305 K'e çıkması evaporatör ekserji verimini artırırken, gaz soğutucu ekserji verimini azaltmıştır. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının 290 K'den 325 K'e artması ısıtma performans katsayısını azalttığı, evaporatör çıkış sıcaklığının 290 K'den 305 K'e artmasının COP'yi artırdığı toplam ekserji yıkımını azalttığı gözlemlenmiştir. Kurtuluş vd. [10], karbondioksit soğutucu akışkanlı transkritik soğutma çevrimini deneysel incelemişlerdir. Kompresörün belirli kondenzasyon ve evaporasyon sıcaklıklarındaki soğutma kapasitelerini belirlemişler, karbondioksit kullanılan sistemde diğer sistemlere göre daha fazla soğutma elde etmişlerdir. Karbondioksitin soğutma kapasitesinin diğer akışkanlara göre daha yüksek olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Bai vd. [11], ejektör destekli paralel sıkıştırma soğutma çevrimini incelemişlerdir. Performans karşılaştırmaları, konvansiyonel döngü ile ejektörlü ve değiştirilmiş döngü arasında yapılmıştır. Ejektörlü sistemde konvansiyonel sisteme göre COP değerinde maksimum %15,8'e kadar ve hacimsel soğutma kapasitesinde %17,1'e kadar iyileşme sağlanmıştır. Ayrıca, ejektör ve alt soğutucunun kullanılması, optimum flaş basıncında %16,4–33,0 ve kompresör yer değiştirmesini %11,4 oranında azaltma sağlamıştır. Kasap vd. [12], CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma sistemlerinde kanatçık borulu evaporatör ve gaz soğutucu çevrimlerinin tasarım ilkelerini incelemiştir. Soğutma sistemlerinin gaz soğutucu giriş basınç değerinin ve evaporatör sıcaklığının artmasıyla soğutma kapasitesinin arttığı belirtilmiştir.

Yapılan çalışma aşağıdaki amaçlar doğrultusunda gerçekleştirilmiştir:

- Küresel ısınmanın azaltılmasına katkı sağlayabilecek çevre dostu bir soğutucu kullanarak soğutma sistemi tasarlamak,
- Birden fazla amaçla kullanılacak kapasiteye sahip soğutma sistemi elde etmek,
- Tek soğutma sistemiyle iki kompresör kullanarak enerji tasarrufu sağlamak,
- Orta ve düşük sıcaklıklarda çalışabilen, yüksek performanslı bir soğutma sistemi elde etmek,
- Soğutma sisteminin performansını optimize etmek için gaz soğutucu basıncı, evaporatör basıncı, sıcaklık ve kompresör izantropik verimi gibi değerlerin optimum değerini belirlemek.

## 2. MATERYAL VE METOT (MATERIAL AND METHOD)

Karbondioksit, soğutma sistemlerinde geniş bir kullanım alanına sahip olan ve farklı sektörlerde yaygın bir şekilde uygulanan bir soğutucu akışkan olarak, fiziksel özellikleri ve güvenilirliği sayesinde sürekli olarak yenilenmektedir. Mevcut CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma sistemleri, diğer soğutma sistemlerinden farklı kılan yön, üç işlevi bir arada yapabilme avantajına sahip olmaktır. Diğer soğutma sistemleri, ısıtma ya da düşük

veya orta sıcaklıkta soğutma amaçlı olarak tek bir işlemi hedeflerken, tasarlanan karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sistemi, bu üç işlevi bir arada gerçekleştirerek endüstriyel açıdan enerji tasarrufu ve üstün performans sağlamaktadır.

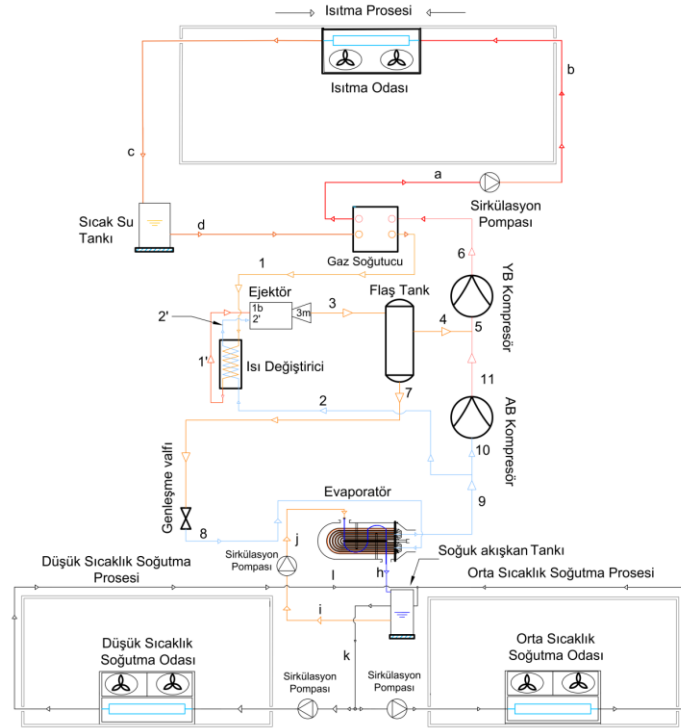
## 2.1. Soğutma Sistemi Tasarımı (Refrigeration System Design)

Mevcut tasarımda CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı, iki kademeli ejektörlü ve flaş tank içeren bir soğutma sistemi kullanılmıştır. Bu sistemde amaç, gaz soğutucu kısımdan (endirekt yöntemle) ısıtma odasına su iletimi sirkülasyon yoluyla ısı transferini sağlamaktır. Soğutma sistemindeki karbondioksit soğutucu akışkanı, 144,3°C sıcaklığa ulaşır. Gaz soğutucu çıkış noktasında istenilen 43°C için yapılan sıkıştırma neticesinde yüksek basınç kompresörü çıkış noktası 144,3°C olarak belirlenmiştir. Böylece hem gaz soğutucu ısı değişimi yüksek oranda gerçekleşmiş hem de istenen ısıtma işlemi daha rahat gerçekleşmiştir. Gaz soğutucuda bulunan CO<sub>2</sub>, plakalı ısı değiştirici aracılığıyla içindeki ısıyı suya aktarmaktadır. Gaz soğutucu, su sirkülasyonuna ısı aktardıktan sonra, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanın sıcaklığı 43°C'ye düşmekte ve gaz soğutucudan çıkarak iç ısı değiştiriciye iletilmektedir. Böylece soğutma sisteminde tekrar dolaşıma girmektedir. Bu şekilde, istenilen ısı miktarı gaz soğutucu tarafından suya ısı değiştirici aracılığıyla aktarılmış olmaktadır. Suyu aktarılmış ısı miktarı, istenilen ısıtma alanlarında su sirkülasyon yöntemiyle kolayca iletilip ısı değişimine uğramaktadır. Böylece, ısı değişimine uğrayan ve ısıtma odasına aktaran su, su tankında toplanıp yeniden gaz soğutucu kısma giderek su sirkülasyon çevrimini tamamlamaktadır.

Şekil 1'de, karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin şematik görünümü verilmiştir.

Bu çalışmada, evaporatör olarak iç ısı değiştirici kullanılmıştır. Bu yapıda, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkan ve bir de soğuk akışkan bulunmaktadır. Bu evaporatör yapısı, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanın bir kısmında soğuk olarak ısı almasını ve sıcak olarak çıkmasını sağlamaktadır. Diğer kısmında ise soğuk akışkan, akışkan tankına aktarılmakta ve daha sonrasında iki ayrı işlem yapılmaktadır. Orta veya düşük sıcaklıkta olan soğutma odalarını soğutmak için iki ayrı duvar tipi fanlı ısı değiştirici kullanılmıştır. Isı değiştiricilerde evaporatör kısmından gelen soğuk su -30°C olmakla birlikte hem düşük hem de orta sıcaklıkta olan soğutma odalarını istenilen sıcaklık aralığında tutmanın yanı sıra CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanın verimli bir şekilde çalışmasına da katkı sağlamaktadır. Evaporatör yapısı, CO<sub>2</sub> tabanlı soğutma sistemlerinde etkin ve verimli bir ısı transferi sağlamak üzere tasarlanmıştır. Bu yapı, orta ve düşük sıcaklıklarda soğutma alanlarını istenilen sıcaklıkta tutarak, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma sistemini daha verimli bir şekilde kullanmayı sağlamaktadır.

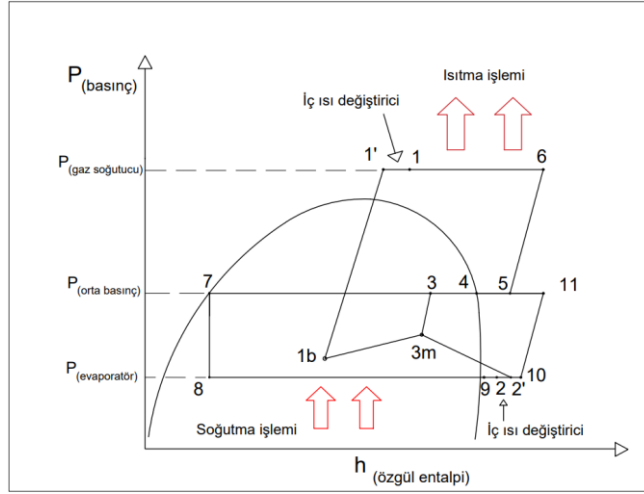
Bu tasarım özellikle ısıtma, orta ve düşük sıcaklıkta soğutmanın ayrı ayrı yapıldığı sistemlere alternatif olarak yenilikçi bir şekilde tek bir sistem ile CO<sub>2</sub> akışkanı kullanılarak tasarlanmıştır. Burada tek bir sistem ile ısıtma ve soğutma yapılması çalışmanın motivasyonu olmuştur. Özellikle ısıtma ve soğutma talebinin aynı anda olduğu proseslerde etkin bir şekilde kullanımı amaçlanmıştır.



Şekil 1. Karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin taslak görünümü (Draft view of carbon dioxide refrigerant refrigeration system)

Şekil 2’de mevcut CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin logP-h diyagramı ve soğutma sisteminin ünitelerindeki işlemlerin basınç ve özgül entalpileri

gösterilmektedir. Şekil 1’de verilmiş soğutma sisteminin noktaları Çizelge 1’de açıklanmaktadır



Şekil 2. Karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin logP-h diyagramı (logP-h diagram of carbon dioxide refrigerant refrigeration system)

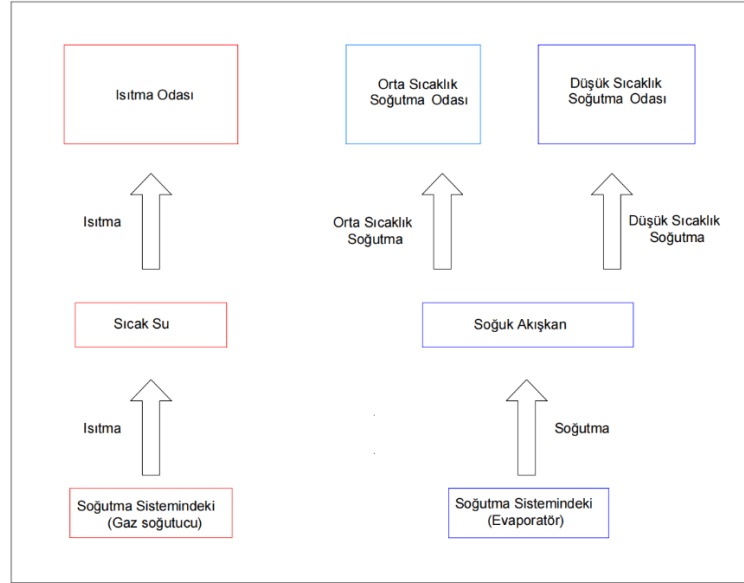
Çizelge 1. Soğutma çevriminin işletim noktaları (Operating points of the refrigeration cycle)

Noktalar	Açıklama
1-1'	İç ısı değiştiricide soğutma
1'-3	Ejektörde genleşme
2-2'	İç ısı değiştiricide kızdırma
2'-3	Ejektörde sıkıştırma
3-4	Flaş tank sabit basınçta ayrışma (gaz hali)
3-7	Flaş tank sabit basınçta ayrışma (sıvı hali)
5-6	Yüksek basınç kompresöründe sıkıştırma
6-1	Gaz soğutucuda ısı atımı
7-8	Genleşme valfinde sabit entalpide genleşme
8-9	Evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
10-11	Alçak basınç kompresöründe sıkıştırma
1'-1b-3m	Ejektörde akışkanın hareket mekanizması nozuluna girip hızını artırarak düşük basınçlı bir bölge oluşturması
2'-3m	Ejektöre çekilen düşük basınçlı buharın ejektörün emme ağzı aracılığıyla çekilmesi ve emme işleminin gerçekleşmesi
3m-3	Ejektörde sabit bir alanda iki akışkanın karışımının gerçekleşmesi

Evaporatörden çıkan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkan, ısı transferini tamamladıktan sonra alçak basınç kompresörüne geri dönerek soğutma döngüsünü sürdürmektedir. Bu çalışmada CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma sistemi çok amaçlı bir şekilde tasarlanmıştır. Isıtma amacıyla gaz soğutucu kısmı kullanılırken, diğer yandan orta ve düşük sıcaklıkta soğutma amacıyla soğutma sisteminin evaporatör kısmı kullanılmıştır. Bu

akışkanlı soğutma sistemi ısıtma, orta ve düşük sıcaklık soğutma işlemlerinde en verimli haliyle kullanılmıştır. Şekil 3’te CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin işleyiş prensibi verilmiştir.

Tasarlanan yeni sistemin proseslerde kullanılması ile, ısıtma, orta ve düşük sıcaklıkta soğutma yükleri tek soğutma sisteminde gerçekleştirilebilecektir.



Şekil 3. Karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin işleyiş prensibi (Principle of operation of carbon dioxide refrigerant refrigeration system)

### 3. TEORİK ANALİZ (THEORETICAL ANALYSIS)

İklimlendirme ve soğutma sistemlerinde kullanılan kloroflorokarbonlar (CFC) ve hidrokloroflorokarbonlar (HCFC), küresel ısınmaya yol açmakta ve ozon tabakasına zarar vermektedir. CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı, bu konuda öne çıkan bir alternatif olarak dikkat çekmektedir. CO<sub>2</sub>'nin ozon delme potansiyeli (ODP) sıfırdır ve küresel ısınmaya doğrudan etkisi çok düşüktür (küresel ısınma potansiyeli (KIP) 1'dir).

Ayrıca, CO<sub>2</sub>'nin fiziksel özellikleri ve güvenlik açısından sağladığı avantajlar, çevreye uyum sağlamasının yanı sıra soğutma sistemlerinde bir dizi fayda sunmaktadır. Bu nedenlerle, yeni tasarlanan soğutma sistemi için CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı tercih edilmiştir [12].

Yeni geliştirilen karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin hesaplamalarına ilişkin kullanılan denklemler, Çizelge 2'de sunulmuştur.

Çizelge 2. Karbondioksit soğutma sisteminde kullanılan denklemler (Equations used in carbon dioxide refrigeration system)

Üniteler	Kullanılan Denklemler	Açıklama
Alçak basınç kompresörü [13, 14, 15]	$h_{11,iz} = f(P_{11,s10})$ (1)	Alçak basınç kompresör çıkışı izantropik özgül entalpi
	$h_{11} = h_{10} + \frac{h_{11,iz} - h_{10}}{\eta_{AB,iz}}$ (2)	Alçak basınç kompresör çıkışı özgül entalpi
	$\dot{W}_{ABK} = \dot{m}_{DS} \frac{h_{11,iz} - h_{10}}{\eta_{ABK,glob}}$ (3)	Alçak basınç kompresör kapasitesi
Yüksek basınç kompresörü [13, 15, 16, 7]	$h_5 = \frac{\dot{m}_{DS} h_{11} + \dot{m}_{FG} h_4}{\dot{m}_{YB}}$ (4)	Yüksek basınç kompresör girişi özgül entalpi
	$h_{6,iz} = f(P_6, s_5)$ (5)	Yüksek basınç kompresör çıkışı izantropik özgül entalpi
	$\dot{W}_{YBK} = \dot{m}_{YB} \frac{h_{6,iz} - h_5}{\eta_{YBK,glob}}$ (6)	Yüksek basınç kompresör kapasitesi
	$\dot{m}_{YB} = \dot{m}_{DS} + \dot{m}_{FG}$ (7)	Yüksek basınç kütleli debi
	$h_6 = h_5 + \frac{h_{6,iz} - h_5}{\eta_{YB,iz}}$ (8)	Yüksek basınç kompresör çıkışı özgül entalpi
Flaş Tank [13, 17]	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_1 h_1' + \dot{m}_2 h_2'$ (9)	Flaş tank kütleli debi eşitliği
	$h_4 = f(P_{dif,dış}, X=1)$ (10)	Flaş tank buhar fazında çıkış özgül entalpi
	$h_7 = f(P_{dif,dış}, X=0)$ (11)	Flaş tank sıvı fazında çıkış özgül entalpi
Genleşme Valfi [17]	$h_7 = h_8$ (12)	Genleşme valfi özgül entalpi eşitliği

**Çizelge 2 (devam).** Karbondioksit soğutma sisteminde kullanılan denklemler (Equations used in carbon dioxide refrigeration system)

Evaporatör [18, 19, 22]	$h_{10} = f(P_4, T_{DS} + \Delta T_{SH,DS})$ (13)	Evaporatör çıkışı özgül entalpi
	$\dot{Q}_{evap} = (h_9 - h_8)\dot{m}_{DS}$ (14)	Evaporatör kapasitesi
	$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{YBK} + \dot{W}_{ABK}}$ (15)	Soğutma performans katsayısı
Gaz Soğutucu [20,21]	$h_1 = f(P_{GS}, T_{GS,çıkış})$ (16)	Gaz soğutucu çıkışı özgül entalpi
	$\dot{Q}_{GS} = \dot{m}_{YB}(h_6 - h_1)$ (17)	Gaz soğutucu kapasitesi
Ejektör [13, 17, 23]	$h_3 = f(P_{dif,dış}, X_{dif,dış})$ (18)	Ejektör çıkışı özgül entalpi
	$\dot{m}_3 = \dot{m}_1' + \dot{m}_2'$ (19)	Ejektör çıkışı kütleli debi
Genel Sistem [25, 26, 27, 28, 29, 30]	$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{ABK} + \dot{W}_{YBK}}$ (20)	Soğutma performans katsayısı
	$COP_{ikili} = \frac{\dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{GS}}{\dot{W}_{ABK} + \dot{W}_{YBK}}$ (21)	İkili soğutma performans katsayısı
	$P_{ara} = \sqrt{P_{GS} \times P_{evaporatör}}$ (22)	Ara basınç
	$\eta_{YBK} = 1 - 0.05 \left( \frac{P_{GS}}{P_{ara}} \right)$ (23)	Yüksek basınç kompresör izantropik verimi
	$\eta_{ABK} = 1 - 0.05 \left( \frac{P_{ara}}{P_{evap}} \right)$ (24)	Alçak basınç kompresör izantropik verimi
	$\eta_{genel,iz} = \frac{\eta_{YBK} + \eta_{ABK}}{2}$ (25)	Genel izantropik verim
	$P_{pompa} = \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta}$ (26)	Pompa gücü
	$\dot{Q} = \dot{m}c\Delta T$ (27)	Isı transferi

### 3.1. Termodinamik Analiz (Thermodynamic Analysis)

CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma sistemi, çift kademeli kompresör, gaz soğutucu, ejektör, iç ısı değiştirici, flaş tank, genişleme valfi ve evaporatörden oluşmaktadır. Sistemin termodinamik analizi şu şekildedir:

#### Alçak basınç kompresörü (10-11):

CO<sub>2</sub> soğutucu akışkan, alçak basınç seviyesinden başlayarak alçak basınç kompresöründe 10-11 noktaları arasında izantropik sıkıştırma ile orta basınç seviyesine çıkarılır.

#### Yüksek basınç kompresörü (5-6):

Orta basınç seviyesinde, 3272 kPa basınç değerinde olan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkan, yüksek basınç kompresörüne geçerek 5-6 noktaları arasında izantropik sıkıştırma işlemi ile yüksek basınç seviyesine çıkarılır.

#### Gaz soğutucu (6-1):

Yüksek basınç seviyesindeki sıkıştırılmış CO<sub>2</sub> soğutucu akışkan, gaz soğutucu kısmına geçer ve 6-1 noktaları arasında ısı atımı işlemi gerçekleşir.

#### İç ısı değiştirici (1-1'):

Gaz soğutucu bölümünden çıkan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkan, iç ısı değiştirici bölümüne geçerek burada ısı değişimine uğrar ve ejektöre gönderilir.

#### Ejektör (1'-3m):

Birinci akışkan 1'-1b noktaları arasında gaz soğutucudan gelmektedir ve hareket mekanizması nozuluna girmektedir. Hareket mekanizması nozulu, birinci akışkanın hızını artırarak düşük basınçlı bir bölge oluşturur (1b). Bu düşük basınç, ejektörün emme ağzındaki buharlaştırıcıdan gelen ikinci buharın çekilmesini sağlar. Bu noktada birinci buhar, yüksek basınçlı ve yüksek sıcaklıkta olmaktadır. İkinci akışkan 2'-3m noktaları arasında gerçekleşen işlem (ikinci buhar), buharlaştırıcıdan gelen düşük basınçlı buhardır ve ejektörün emme ağzı aracılığıyla çekilir. Hareket mekanizması nozulu, bu düşük basınçlı buharı çekmek için gerekli vakumu oluşturur.

#### Karışım noktası (3m-3):

2' ve 1b noktaları karışarak 3m noktası ortaya çıkar. Ejektör çıkışında, karışım buharının basıncı yükselir ve bu noktada 3272 kPa basınç değerinde ve karışım halinde bulunur. Sonrasında ise karışım halindeki akışkan flaş tanka gider.

#### Flaş tank (3-4):

3 noktasından çıkan soğutucu akışkan, flaş tankında sabit basınçta ayrılarak gaz halinde çıkmaktadır (3-4).



**Flaş tank ve genleşme valfi (3-7, 7-8):**

Flaş tankında sabit basınçta ayrıışan sıvı halindeki soğutucu akışkan (3-7), genleşme valfine geçer. Burada (7-8) sabit entalpide genleşme gerçekleşir.

**Evaporatör (8-9):**

Genleşme valfinden çıkan düşük basınçtaki CO<sub>2</sub> soğutucu akışkan, 8-9 noktaları arasında evaporatörde sabit basınçta buharlaşır.

**4. BULGULAR (RESULTS)**

Bu çalışma, üç amaçlı (ısıtma, orta ve düşük sıcaklıkta soğutma) bir sistem olarak tasarlanmıştır. Bu tasarım, tek bir soğutma sistemi içinde enerji ve maliyet tasarrufu sağlayarak yüksek performanslı bir çözüm sunmaktadır. Özellikle süt ürünlerinin işlenmesi süreçlerinde, yoğurt vb. ürünlerin üretiminde ideal bir soğutma/ısıtma sistemi olarak kullanılabilir. Yoğurt üretiminde, soğutma

sistemlerine duyulan ihtiyaç oldukça fazladır. Özellikle inkübasyon odasını ısıtma, yoğurt muhafazası ve soğutma işlemleri göz önüne alındığında, tasarlanan karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sistemi, bu ihtiyaçları karşılayacak bir çözüm olarak değerlendirilebilir.

Tasarlanan soğutma sisteminin elde edilen termodinamik özellikleri Çizelge 3'te sunulmuştur.

Soğutma sisteminde performans değerlendirmesi kapsamında kabul edilen değerler Çizelge 4'te yer almaktadır. Mevcut CO<sub>2</sub> soğutma sisteminde belirtilen noktaların (basınç, sıcaklık, özgül entalpi ve yoğunluk gibi) özellikleri, Çizelge 1'de sunulan denklemler kullanılarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda yapılan analizler, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanın kullanıldığı sistemin termodinamik özellikleri belirlemekve sistemin verimliliğini artırmak için yapılmıştır.

**Çizelge 3.** Karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin termodinamik özellikleri (Thermodynamic properties of carbon dioxide refrigerant refrigeration system)

Nokta	İsim	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Özgül entalpi (kJ/kg)	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
1	Gaz soğutucu çıkışı	43	7500	427,33	217
1'	Isı değiştirici çıkışı	32,20	7500	364,51	349,60
2	Isı değiştirici girişi	8,14	1428	475	29,63
2'	Isı değiştirici çıkışı	36,20	1428	502,88	26,10
3	Flaş tank (ejektör çıkış) noktası	-2,50	3272	431,60	90,90
4	Flaş tank çıkışı	-2,50	3272	432,30	943,39
5	Yüksek basınç kompresör girişi	74,40	3272	488,82	55,40
6	Yüksek basınç kompresör çıkışı ve gaz soğutucu giriş noktası	144,30	7500	577,68	107,30
7	Genleşme valfi girişi	-2,50	3272	194,35	90,41
8	Evaporatör girişi	-30	1428	194,35	943,39
9	Evaporatör çıkışı	-25	1428	442,23	35,80
10	Alçak basınç kompresör girişi	37,20	1418	503,93	25,90
11	Alçak basınç kompresör çıkışı	99,70	3272	551,96	50,40

**Çizelge 4.** Kabullerin değerleri (Values of assumptions)

Sabit Kabuller	Değerler
İç ısı değiştirici sıcaklığı (°C)	25
Isı kaybı miktarı	% 15
İstenmeyen aşırı ısıtma miktarı (°C)	1
Emme hattı basınç düşüş miktarı (kPa)	20
İç ısı değiştirici verimi	%90
Kompresör izantropik verimi	%88,50
İç ısı değiştirici için aşırı sıcaklık değeri (°C)	5

Karbondioksit soğutma sisteminin performans katsayısını maksimum değere çıkarmak ve soğutma sisteminin verimini artırmak amacıyla hesaplamalar yapılmıştır. Bu değerler, sistemin optimal çalışma koşullarını sağlamak için dikkatle belirlenmiş ve uygulanmıştır. Tasarlanan karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminde, istenilen gaz soğutucu çıkış noktası sıcaklığı 43°C olarak belirlenmiştir. Performans katsayısını optimize etmek amacıyla gaz

soğutucu basınç değeri analiz edilerek maksimum COP değeri elde edilmiştir. Benzer şekilde, gaz soğutucu giriş noktasında yapılan değişiklikler de incelenmiş ve hem gaz soğutucu giriş sıcaklığı hem de maksimum performans katsayısı tespit edilmiştir.

Çizelge 5 gaz soğutucu giriş noktasının basınç değeri değişimi ile ara basınç değeri değişiminin COP değerine olan etkisini sunmaktadır.

**Çizelge 5.** Gaz soğutucu basıncı ile ara basınç değerlerinin değişimi COP değerine olan etkisi üzerine yapılan analizin sonuçları (The results of the analysis on the effect of the change of gas cooler pressure and intermediate pressure values on the COP value)

$T_1$ (Gaz Soğutucu Çıkışı) (°C)	$P_{GS}$ (kPa)	$P_4$ (Flaş Tank Çıkışı) (kPa)	$COP$	$COP_{ikili}$	$T_6$ (Gaz Soğutucu Giriş) (°C)
43	7450	3261	2,11	3,31	143,70
43	7500	3272	2,11	3,38	144,30
43	7550	3283	2,10	3,31	144,90

Çizelge 5'te görüldüğü gibi, gaz soğutucu basıncındaki değişiklikler, ara basınç değerini de etkileyerek soğutma sisteminin performans katsayısında önemli değişimlere neden olmaktadır. Gaz soğutucu basıncının artırılması, hem soğutma performans katsayısında hem de ikili performans katsayısında bir artış sağlamaktadır. Bu durum, gaz soğutucu basıncının ara basınç ve COP değerleri üzerindeki büyük etkisini net bir şekilde ortaya koymaktadır. Gaz soğutucu basınç değeri arttıkça, optimum basınç değerinin de arttığı gözlemlenmiştir. Ancak, gaz soğutucu basınç değeri 7500 kPa seviyesine ulaştığında, 43°C sıcaklıktaki CO<sub>2</sub>, optimum koşullarda çalışmaktadır. Bu değer üzerine çıkıldığında, orta basınç değerinde bir artış gözlemlense de, CO<sub>2</sub> soğutma sisteminin COP değerinde bir düşüş meydana gelmektedir. Bu durum, mevcut soğutma sisteminin gaz soğutucu ve ara basınç değerlerinin, 7500 kPa ve 3272

kPa seviyelerinde optimum olarak hesaplandığını kanıtlamaktadır. Mevcut CO<sub>2</sub> soğutma sisteminin performans değerlendirme sonuçları Çizelge 6'da sunulmuştur.

Tasarlanan karbondioksit soğutma sisteminde maksimum performans elde etmek için evaporatör basınç değeri sabit 1428 kPa alınırken, alçak basınç kompresör ara basıncı 3272 kPa değerine çıkartılmıştır ve bu 37,86 kW güç tüketimine neden olmuştur. Ara basıncı 3272 kPa değerinden gaz soğutucuda 7500 kPa değerine çıkartmak için yüksek basınç kompresörü 40,36 kW güç tüketmiştir. Bu durumda soğutma performans katsayısı 2,11 ve sistemin genel soğutma performans katsayısı 3,38 olarak bulunmuştur. Soğutma sisteminin bu iki yönlü işlemleri için kompresörde toplam 79,08 kW güç tüketilmiştir.

**Çizelge 6.** Soğutma sisteminin özellikleri ile değerleri (Refrigeration system characteristics and values)

Çevrim Özellikleri	Değerler
$COP_{ikili}$	3,38
$COP_{soğutma}$	2,11
$\dot{Q}_{GS}$	99,66 kW
$\dot{W}_{ABK}$	37,86 kW
$\dot{W}_{YBK}$	40,36 kW
$\dot{Q}_{evap}$	165,56 kW
$P_{ara}$	3272 kPa
$\dot{m}_{DS}$	0,67 kg/s
$\dot{m}_{2',1'}$	0,63 kg/s
$\dot{m}_{ısıtma\ pompası}$	4,78 kg/s
$\dot{m}_{soğutma\ pompası}$	10,42 kg/s
$P_{pompa}$	0,29 kW

Soğutma sisteminde 165,56 kW soğutma kapasitesi ve 2,11 soğutma performans katsayısı değeri elde ederken; 99,66 kW ısıtma kapasitesi ve 3,38 ikili performans katsayısı değeri elde etmiştir. Uygulama sürecinde gaz soğutucu sıcaklığı, gaz soğutucu basıncı ve kompresör dış basınç değerleri değiştirilerek en uygun ara basınç belirlenmiş ve böylece sistemin performans katsayısı değeri maksimum seviyeye çıkarılmıştır. Soğutma sistemin avantajlarından biri ise, tek soğutma sistemiyle iki kompresör kullanarak enerji tasarrufu sağlamaktır.

Mevcut çalışmanın özelliği, geçmişte yapılan çalışmaların aksine, sadece soğutma veya ısıtma amacıyla tasarlanmış tek amaçlı sistemlerin performansını değerlendirmekle sınırlı kalmamaktadır. Bu çalışmada, üç farklı işlemi bir arada gerçekleştirebilen bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Bu özellik, mevcut soğutma sistemini diğerlerinden ayıran önemli bir farktır. Bu sistemin diğer çalışmalardan öne çıkan avantajı, optimum ara basınç ve gaz soğutucu basınç değerlerine ulaşabilmesidir. Gaz soğutucu ve ara basınç değerleri, sistemin maksimum performans katsayısına ulaşmasını sağlayacak şekilde optimize edilmiştir. Bu sayede, sistem hem yüksek performans hem de yüksek soğutma ve ısıtma kapasitesi sunabilmektedir. Bu avantajlar, mevcut soğutma sistemini diğerlerine göre daha verimli ve çok yönlü bir hale getirmektedir.

## 5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (CONCLUSIONS AND DISCUSSION)

Tasarlanan karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sistemi, -30°C'ye kadar soğutma yapabilen bir ısı değiştirici evaporatör içermektedir. Soğuk akışkan sirkülasyon yöntemiyle, sirkülasyon pompası aracılığıyla orta ve düşük sıcaklıkta soğutma istenilen alanlara iletilmektedir. Bu sayede hem ısıtma hem de orta ve

düşük sıcaklıklarda soğutma işlemleri kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. Evaporatör kısmında 165,56 kW kapasitede soğutma gerçekleşirken, performans katsayısı 2,11 olarak hesaplanmıştır. Isıtma işleminde ise 99,66 kW'lık bir ısıtma kapasitesine ulaşılmış, performans katsayısı 1,26 olarak hesaplanmıştır. Sistemin ikili performans katsayısı ise 3,38 olarak hesaplanmıştır. Soğutma sistemine ısıtma işlemi eklendiğinde, bu sistem karbon salımını azaltmaya yönelik etkili bir çözüm sunmaktadır.

Sonuçlara göre, karbondioksit soğutma sisteminin 43°C'de istenilen ısıtmayı yapabilmesi için gaz soğutucu ve ara basınç değerlerinin optimize edilmesi gerekmektedir. Sistemin gaz soğutucu basıncı 7500 kPa değerine ulaştığında, genel performans katsayısının 3,38 olduğu ve gaz soğutucudan çıkan soğutucu akışkan akışkan sıcaklığının 43°C olduğu tespit edilmiştir. Bu durum, su iletimiyle ısıtma işleminin pek çok alanda gerçekleştirilmesine olanak tanımaktadır.

Yapılan analizler sonucunda, soğutma sisteminin basınç ve sıcaklık parametreleri incelenmiştir. Basınç ile sıcaklık değişimleri, soğutma sisteminin performans değerine doğrudan etki etmektedir. Ayrıca, basınç değeri sıcaklığa etkisini yansıtırken, iki değeri optimum seviyede tutmak gerekmektedir. 43°C gaz soğutucu çıkış sıcaklığı yerine 50°C veya 60°C olduğunda, soğutma sisteminin gaz soğutucu kapasitesi azalırken, ikili COP değeri düşmektedir. Diğer yandan, ara basınç değeri gaz soğutucu basınç değeri ile değişmektedir ve buna karşılık soğutma sisteminin genel basınç değeri değişip sistemin performansını etkilemektedir. Sonuç olarak, sıcaklık ve basınç değerleri mevcut çalışmanın istenilen değerlerde tasarlanmıştır.

Çizelge 7'de literatürdeki benzer çalışmalar sunulmuştur.

Çizelge 7. Literatürdeki benzer çalışma (Similar study in the literature)

Çalışma	Soğutma sistemi türü	$T_1$ (gaz soğutucu sıcaklığı) (°C)	$P_1$ (gaz soğutucu basıncı) kPa	$P_4$ (ara basınç) kPa	COP
Çalışkan ve Ersoy [13]	Ejektör genişmeli çift evaporatörlü soğutma sistemi	43	10500	5500	1,44
Mevcut çalışma	İki kademeli ejektörlü tek evaporatörlü soğutma sistemi	43	7500	3272	2,11

Çizelge 7'de görüldüğü gibi, tasarlanan iki kademeli CO<sub>2</sub> ejektörlü tek evaporatörlü soğutma sistemi, Çalışkan ve Ersoy'un [13] çalışmasıyla karşılaştırıldığında benzer sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Çizelge 8'de mevcut CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının diğer soğutucu akışkanlar ile ODP ve KIP değerleri açısından kıyaslaması yapılmıştır. Referans alınan çalışmada ısı atımı kondenser kullanılarak yapılmışken [31], mevcut çalışmada ısı atımı gaz soğutucu ile gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 8. Üç farklı (CO<sub>2</sub>, R1234ze, R32) soğutucuların (ODP ve KIP) değerlerin kıyaslanması (Comparison of the values (ODP and GWP) of three different (CO<sub>2</sub>, R1234ze, R32) refrigerants)

Soğutucu akışkan	ODP	KIP	Soğutma sistemi türü
CO <sub>2</sub>	0	1	İki kademeli ejektörlü soğutma sistemi
R1234ze	0	6	İki kademeli soğutma çevrimi
R32	0	675	İki kademeli soğutma çevrimi

Çizelge 8'de görüldüğü gibi, farklı evaporatör ve gaz soğutucu sıcaklıkları için yapılan kıyaslamalar sonucunda, mevcut evaporatör ve gaz soğutucu basınç ve sıcaklık koşullarında diğer soğutucu akışkanlı sistemlerin daha yüksek performans katsayısı elde ettiği görülmektedir. Ancak, soğutucu akışkan seçimi açısından CO<sub>2</sub>'nin daha düşük KIP değerine sahip olduğu ve bu nedenle çevresel açıdan daha uygun olduğu belirtilmektedir.

Bu tür bir değerlendirme, çevresel etkiler ve enerji performansı arasında bir denge kurmaya çalışma konusunda önemli bir noktadır. CO<sub>2</sub>, çevresel etki açısından avantajlı olabilir, ancak performans açısından diğer soğutucu akışkanlar daha verimli olabilir.

Gerçekleştirilen bu tasarım ile;

- Isıtma, orta ve düşük sıcaklık soğutma işlemleri için ideal bir çözüm sunulmuştur. Örneğin, endüstriyel uygulamalarda CO<sub>2</sub>'nin kullanımı, enerji verimliliğini artırabilir ve çevresel etkileri azaltabilir.
- Tek evaporatör kullanımının kolay çözüm olmasının yanı sıra daha etkili olduğu görülmüştür. Bu durum, endüstriyel tesislerde enerji maliyetlerini düşürmek ve işletme verimliliğini artırmak için önemli bir avantaj sağlamaktadır.
- Gaz soğutucu sıcaklığı 144,3°C olduğunda 99,66 kW'lık bir ısıtma kapasitesi elde edilmiş, COP değeri 1,26 olarak hesaplanmıştır.
- Soğutma işlemi için evaporatör -30°C'ye kadar soğutulurken 165,56 kW değerinde bir soğutma kapasitesi elde edilmiş, COP değeri 2,11 olarak hesaplanmıştır.
- Tasarlanan CO<sub>2</sub> soğutma sisteminde iki kompresörün tükettiği güç 79,08 kW olarak hesaplanmıştır.
- Isıtma ve soğutma işlemleri için 265,22 kW kapasite elde edilmiş olup ikili performans katsayısı 3,38 olarak hesaplanmıştır.

Bu çalışma, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanın potansiyelini vurgulayarak, endüstriyel süreçlerde kullanımının yaygınlaşmasına katkıda bulunabilir. Bu sayede, enerji verimliliğinin artırılması ve çevresel sürdürülebilirliğin sağlanması gibi önemli hedeflere ulaşılabilir. Dolayısıyla, CO<sub>2</sub>'nin ısıtma, soğutma ve diğer endüstriyel uygulamalarda kullanımı, gelecekte daha da önem kazanabilir.

Gelecekteki çalışmalar, karbondioksit soğutma sistemlerinin daha verimli şekilde çalışmasını sağlamak amacıyla soğutma sisteminde farklı parametreleri dikkate alarak üstün performanslı soğutma sistemlerini inceleyecektir.

#### SEMBOLLER VE KISALTMALAR (SYMBOLS AND ABBREVIATIONS)

CFC	Kloroflorokarbon
HCFC	Hidrokloroflorokarbon

KIP	Küresel ısınma potansiyeli
ODP	Ozon delme potansiyeli
COP	Soğutma performans katsayısı
COP <sub>ikili</sub>	İkili soğutma performans katsayısı
$\dot{Q}_{evap}$	Evaporatör kapasitesi, kW
$\dot{Q}_{GS}$	Gaz soğutucu kapasitesi, kW
$h$	Özgül entalpi, kJ/kg
$T_L$	Buharlaştırma sıcaklığı, °C
$T_H$	Yoğuşma sıcaklığı, °C
$T_{DS}$	Düşük sıcaklık, °C
$T_{YS}$	Yüksek sıcaklık, °C
$T_{GS}$	Gaz soğutucu sıcaklığı, °C
$\Delta T_{SH,DS}$	Düşük sıcaklıkta aşırı ısıtılmış sıcaklık farkı, °C
$\dot{W}_{ABK}$	Alçak basınç kompresör gücü, kW
$\dot{W}_{YBK}$	Yüksek basınç kompresör gücü, kW
$P_{ara}$	Ara basınç, kPa
$P_{GS}$	Gaz soğutucu basıncı, kPa
$P_{evap}$	Evaporatör basıncı, kPa
$P_{dif,dış}$	Dış basınç farkı, kPa
$\dot{m}_{YB}$	Yüksek basınç kütleli debisi, kg/s
$\dot{m}_{AB}$	Alçak basınç kütleli debisi, kg/s
$\dot{m}_{OS}$	Orta sıcaklık kütleli debisi, kg/s
$\dot{m}_{DS}$	Düşük sıcaklık kütleli debisi, kg/s
$\dot{m}_{FG}$	Flaş gaz kütleli debisi, kg/s
$\dot{m}_{ısıtma\ pompası}$	Isıtma pompası kütleli debisi, kg/s
$\dot{m}_{soğutma\ pompası}$	Soğutma pompası kütleli debisi, kg/s
$P_{pompa}$	Pompa gücü, kW
$\eta$	Su pompası verimi, %
$\eta_{YBK, glob}$	Yüksek basınç global kompresör verimi, %
$\eta_{ABK, glob}$	Alçak basınç global kompresör verimi, %
$\eta_{AB, iz}$	Alçak basınç kompresörü izantropik verimi, %
$\eta_{YB, iz}$	Yüksek basınç kompresörü izantropik verimi, %
$\eta_{genel, iz}$	Kompresör izantropik verimi, %
$X_{dif,dış}$	Dış buhar kalitesi
$\omega$	Sürüklenme oranı
$s$	Entropi, kJ/kgK
$c$	Suyun özgül ısı, kJ/kg°C
$\Delta T$	Sıcaklık farkı, °C
$\dot{V}$	Hacimsel debi, m <sup>3</sup> /s
$\rho$	Yoğunluk, kg/m <sup>3</sup>

$H$  Yükseklik, m  
 $\dot{Q}$  Termal güç, kW

#### ETİK STANDARTLARIN BEYANI (DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

#### YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

**Zeyad Tareq Sattar SATTAR:** Araştırma, metodoloji, veri analizi, yazma, inceleme ve düzenleme.

**Mustafa AKTAŞ:** Araştırma, metodoloji, veri analizi, proje yönetimi, yazma, inceleme ve düzenleme.

**Yaren GÜVEN:** Araştırma, metodoloji, yazma, inceleme ve düzenleme.

**Elif Merve BAHAR:** Yazma, inceleme ve düzenleme.

#### ÇIKAR ÇATIŞMASI (CONFLICT OF INTEREST)

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Güven, Y., Aktaş, A., Aktaş, M., Erten, S., Öder, M., "An Example of Remote Monitoring for A Refrigerated Display Cabinet: Effects on Energy Performance", *Gazi University Journal of Science*, <https://doi.org/10.35378/gujs.1417698>
- [2] İpekçi, E., Tanyaş, M., "Soğuk zincir Lojistiği Uygulamaları ve Türkiye'de Soğuk Zincir Lojistiğinin SWOT Analizi", *Dicle Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi*, 26: 46-64, (2021).
- [3] Sunmonu, M. O., Falua, K. J., David, A. O., "Development of A Low-Cost Refrigerator for Fruits and Vegetables Storage", *International Journal of Basic and Applied Science*, 2: 85-93, (2014).
- [4] Akdemir, Ö., Güngör, A. "CO<sub>2</sub> Soğutma Çevrimlerinin Maksimum Performans Analizi", *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 30(2): 37-43, (2010).
- [5] Özcan, H. G., Günerhan, H., Yaldirak, H., "Alternatif Soğutkan Karbondioksit ve Otobüs Klimalarında Uygulaması", *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 653-697, (2013).
- [6] Bellos, E., Tzivanidis, C., "A Comparative Study of CO<sub>2</sub> Refrigeration Systems", *Energy Conversion and Management*: X, 1: 100002, (2019).
- [7] Mitsopoulos, G., Syngounas, E., Tsimpoukis, D., Bellos, E., Tzivanidis, C., Anagnostatos S. "Annual Performance of A Supermarket Refrigeration System Using Different Configurations with CO<sub>2</sub> Refrigerant", *Energy Conversion and Management*: X, 1: 100006, (2019).
- [8] Liu, X., Hou, K., He, M., "A Self-Condensation Supercritical Carbon Dioxide Rankine Cycle System Realized by Absorption Refrigeration", *Applied Thermal Engineering*, 230: 120648, (2023).
- [9] Elbir, A., Bayrakçı, H. C., Özgür, A. E., Deniz, Ö., "CO<sub>2</sub> Soğutucu Akışkanlı ile Çalışan Transkritik Bir Isı Pompası Sisteminin Farklı Basınlarda Termodinamik Analizi", *Teknik Bilimler Dergisi*, 12(1): 24-32, (2022).
- [10] Kurtuluş, O., Olgun, B., Oğuz, E., Heperkan, H., "CO<sub>2</sub> İle Çalışan Transkritik Soğutma Çevriminin Deneysel İncelenmesi", *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 423-430, (2011).
- [11] Bai, T., Shi, R., Yu, J., "Thermodynamic Performance Evaluation of An Ejector-Enhanced Transcritical CO<sub>2</sub> Parallel Compression Refrigeration Cycle", *International Journal of Refrigeration*, 149: 49-61, (2023)
- [12] Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H., Erbil, S., "R744 (CO<sub>2</sub>) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO<sub>2</sub>) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları", *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, (2011).
- [13] Çalışkan, O., Ersoy, H. K., "Energy Analysis and Performance Comparison of Transcritical CO<sub>2</sub> Supermarket Refrigeration Cycles", *The Journal of Supercritical Fluids*, 189: 105698, (2022).
- [14] Gibelhaus, A., Fidorra, N., Lanzeratha, F., Bauc, U., Köhler, J., Bardow, A., "Hybrid Refrigeration by CO<sub>2</sub> Vapour Compression Cycle and Water-Based Adsorption Chiller: An Efficient Combination of Natural Working Fluids", *International Journal of Refrigeration*, 103: 204-214, (2019).
- [15] Lianga, Y., Sun, Z., Dong, M., Lu, J., Yu, Z., "Investigation of A Refrigeration System based on Combined Supercritical CO<sub>2</sub> Power and Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycles by Waste Heat Recovery of Engine", *International Journal of Refrigeration*, 118: 470-482, (2020).
- [16] Demirci, E., "R744 (CO<sub>2</sub>) Soğutucu Akışkanlı Endüstriyel Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Analizi ve Enerji Performansının Değerlendirilmesi", *Yüksek Lisans Tezi*, Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Karabük, (2021).
- [17] Dönmez, Y. D., "Kompresör-Genişletici Destekli Aşırı Soğutmalı Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi", *Yüksek Lisans Tezi*, Tarsus Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Mersin, (2024).
- [18] Sánchez, D., Larrondo, R., Vidan-Falomir, F., Cabello, R., "Experimental Evaluation of the CO<sub>2</sub>-based Mixtures CO<sub>2</sub>/R32, CO<sub>2</sub>/R1234yf and CO<sub>2</sub>/R1270 in A Transcritical Refrigerating Plant Considering the Effect of the Internal Heat Exchanger (IHx)", *Applied Thermal Engineering*, 236: 121473, (2024).
- [19] Mubashir, W., Adnan, M., Zaman, M., Imran, M., Naqvi, S. R., Mehmood A., "Thermo-Economic Evaluation of Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycle Integrated with Absorption Refrigeration System and Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery", *Thermal Science and Engineering Progress*, 44: 102073, (2023).
- [20] Kumar, K., Gupta, H. K., Kumar, P., "Analysis of A Hybrid Transcritical CO<sub>2</sub> Vapor Compression and Vapor Ejector Refrigeration System", *Applied Thermal Engineering*, 181: 115945, (2020).
- [21] Patel, V., Panchal, D., Prajapati, A., Mudgal, A., Davies, P., "An Efficient Optimization and Comparative Analysis of Cascade Refrigeration System Using NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> and

- C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>/CO<sub>2</sub> Refrigerant Pairs”, *International Journal of Refrigeration*, 102: 62–76, (2019).
- [22] Lianga, Y., Sun, Z., Dong, M., Lu, J., Yu, Z., “Investigation of A Refrigeration System based on Combined Supercritical CO<sub>2</sub> Power and Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycles by Waste Heat Recovery of Engine”, *International Journal of Refrigeration*, 118: 470–482, (2020).
- [23] Sengupta, A., Dasgupta, M. S., “Energy and Advanced Exergoeconomic Analysis of A Novel Ejector-Based CO<sub>2</sub> Refrigeration System and Its Optimization for Supermarket Application in Warm Climates”, *Thermal Science and Engineering Progress*, 44: 102056, (2023).
- [24] Yang, D., Zhu, J., Wang, N., Xie, J., “Experimental Study on the Performance of Trans-Critical CO<sub>2</sub> Two-Stage Compression Refrigeration System with and without An Ejector at Low Temperatures”, *Applied Thermal Engineering*, 230: 120732, (2023).
- [25] Zeng, Y., Zou, A., Luo, E., “Numerical Study on Two-phase Supersonic Expansion Refrigeration in Novel CO<sub>2</sub> Refrigeration Technology”, *Applied Thermal Engineering*, 230: 120732, (2023).
- [26] Bellos , E., Tzivanidis, C. A., “Theoretical Comparative Study of CO<sub>2</sub> Cascade Refrigeration Systems”, *Applied Sciences*, 9(4): 790, (2019).
- [27] Çulun, P., “Kademeli Soğutma Sistemlerinde Belirli Soğutucu Akışkanlar İçin İkinci Kanun Analizi”, *2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi*, Balıkesir, (2014).
- [28] Aktaş, M., Deniz, Z. Güven, Y., Durak, V., Ulular, M., Gökben, D., “Nozul Soğutma Sisteminde Verimliliğin Arttırılmasına Yönelik Bir Araştırma”, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 11(2): 455-463, (2023).
- [29] Sonntag, R. E., Borgnakke, C., “Fundamentals of Thermodynamics”, Wiley, (2003).
- [30] White, F. M., “Fluid Mechanics”, McFraw Hill (Sekizinci Baskı), (2015).
- [31] Yıldırım, B. Ş., Şahin, A. Ş. “Farklı Akışkanların Kullanıldığı iki Kademeli Soğutma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi”, *Teknik Bilimleri Dergisi*, 10(2): 37-41, (2020).