

Araştırma Makalesi - Research Article

İki Buharlaştırıcı Kritik Nokta Üstü CO_2 Soğutma Çevriminde İç Isı Değiştiricisi Kullanımının Gaz Soğutucusu ve Buharlaştırıcıların Boyutlarına Etkisi

Effect of the Internal Heat Exchanger Usage in the Two Evaporator Transcritical CO_2 Refrigeration System on the Dimensions of the Gas Cooler and Evaporators

Mehmet Tahir Erdinç^{1*}, Muhammet Nasıf Kuru²

Geliş / Received: 30/08/2022

Reviz / Revised: 22/12/2022

Kabul / Accepted: 22/12/2022

ÖZ

Soğutma sistemlerinde, küresel ısınmaya neden olan yapay soğutucu akışkanların yerine doğal soğutucu akışkanların kullanımı yaygınlaşmaktadır. CO_2 çevre dostu, maliyetinin düşük olması, ozon tabakasını delme potansiyeli ve küresel ısınma potansiyelinin düşüklüğü nedeniyle soğutma sistemlerinde kullanılan doğal soğutucu akışkandır. Bununla birlikte, CO_2 ile çalışan sistemlerin enerji verimliliğinin yapay soğutucu akışkanlara göre düşük olmasından dolayı, soğutma sisteminin etkinliği iç ısı değiştiricisi eklenerek arttırılmaktadır. Soğutma endüstrisinde, farklı buharlaştırıcı sıcaklığına sahip ortamların elde edilmesi birçok uygulamada istenmektedir. Bu çalışmada, iki farklı buharlaştırıcı sıcaklığına sahip iki buharlaştırıcı CO_2 soğutma çevrimi iç ısı değiştiricisiz ve iç ısı değiştiricili durumlar için ayrı ayrı incelenmiştir. CO_2 'in gaz soğutucusunda kritik nokta üstünde hal değiştirdiği kabul edilmiştir. Farklı gaz soğutucusu basınçlarında ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında, gaz soğutucusu ve buharlaştırıcıların boyutları karşılaştırılmıştır. Optimum gaz soğutucusu basınçları elde edilerek, iç ısı değiştiricili durumun sistemin etkinliğini ne kadar iyileştirdiği ve boyutları nasıl etkilediği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre gaz soğutucusu basıncı arttıkça gaz soğutucusunun boyu azalmakta, ancak buharlaştırıcıların boyu artmaktadır. Çalışılan tüm durumlar için, optimum gaz soğutucusu basıncı iç ısı değiştiricisi kullanımı ile %3 civarında düşmüştür ve COP değerlerinde %6 civarında artış olmaktadır. COP_{max} ve optimum gaz soğutucusu basıncı, 1,887 ve 9685 kPa olarak $T_{b,1} = 5\text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_{b,2} = 0\text{ }^\circ\text{C}$ 'de elde edilmiştir. Bu optimum gaz soğutucusu basıncında, iç ısı değiştiricisi kullanımı ile gaz soğutucusunun boyu yaklaşık olarak yüzde %17 azalırken, gerekli olan buharlaştırıcı 1'in boyu %6,02 ve buharlaştırıcı 2'nin boyu %9,35 artmıştır.

Anahtar Kelimeler- İç Isı Değiştiricisi, İki Buharlaştırıcı, Gaz Soğutucusu, Boyutlandırma, Optimum

ABSTRACT

In refrigeration systems, the use of natural refrigerants become widespread instead of artificial refrigerants that cause global warming. CO_2 is a natural refrigerant used in refrigeration systems due to its environmentally friendly, low cost, ozone layer depletion potential and low global warming potential. However, since the energy efficiency of systems working with CO_2 is lower than that of artificial refrigerants, the performance of the refrigeration system is increased by adding an internal heat exchanger. In the refrigeration industry, it is desirable

^{1*}Sorumlu yazar iletişimi: mtahirerdinc@tarsus.edu.tr (<https://orcid.org/0000-0003-2201-2937>)

Makine Mühendisliği Bölümü, Tarsus Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Tarsus, Mersin, Türkiye

²İletişim: mnasifkuru@tarsus.edu.tr (<https://orcid.org/0000-0002-5941-1221>)

Mersin Tarsus Organize Sanayi Bölgesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Tarsus Üniversitesi, Akdeniz, Mersin, Türkiye

in many applications to obtain environments with different evaporator temperatures. In this study, CO_2 refrigeration cycle with two evaporators with two different evaporator temperatures is investigated separately for the cases with and without an internal heat exchanger. It is assumed that CO_2 changes state above the critical point in the gas cooler. The dimensions of the gas cooler and evaporators are compared at different gas cooler pressures and evaporator temperatures. By obtaining the optimum gas cooler pressures, it was investigated how the situation with the internal heat exchanger improves the performance of the system and how it affects the dimensions of the system. As the pressure of the gas cooler increases, the length of the gas cooler decreases and the length of the evaporators increases. For all studied cases, the optimum gas cooler pressure is reduced by around 3% with the use of the internal heat exchanger, and the COP values are increased by around 6%. COP_{max} and optimum gas cooler pressure were obtained as 1.887 and 9685 kPa at $T_{b,1} = 5\text{ }^\circ\text{C}$ and $T_{b,2} = 0\text{ }^\circ\text{C}$. At this optimum gas cooler pressure, the use of the internal heat exchanger reduced the length of the gas cooler by approximately 17%, while the length of evaporator 1 increased by 6.02% and the length of evaporator 2 by 9.35%.

Keywords- Internal Heat Exchanger, Two Evaporator, Gas Cooler, Dimensioning, Optimum

I. GİRİŞ

Soğutma sistemlerinde verimin iyileştirilmesi bu sistemlerde enerji tüketimini azaltacağından önem taşımaktadır. Soğutma sistemlerinde doğal ve yapay soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Yapay soğutucu akışkanların enerji verimliliği yüksek olmasına karşın çevreye zarar vermektedirler. Bunların ozon tabakasını delme potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) yüksektir. Bu nedenle, atmosfere ve çevreye zarar vermeyen ve iklim değişikliğine neden olmayan doğal soğutucu akışkanlara ilgi artmıştır. Soğutma sistemlerinde doğal soğutucu akışkanlardan CO_2 'in ısı iletiminin yüksek olması, yanıcı olmaması, düşük maliyetli ve kolay elde edilebilir olmasından dolayı tercih edilmektedir. CO_2 'in hacimsel ısı transferi kapasitesinin Kloroflorokarbon (CFC) ve Hidrokloroflorokarbon (HCFC)'a göre 3-10 kat arası daha yüksek olduğu Kim vd. [1] tarafından belirtilmiştir. Bu durumda, aynı soğutma kapasitesinde daha düşük boyutlarda soğutma elemanları kullanılabilir.

Soğutma sistemlerinde genellikle kritik nokta altındaki bölgede çalışan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri tercih edilmektedir. Soğutucu akışkan olarak CO_2 'in kullanılması durumunda, dış ortam sıcaklığı kritik sıcaklığa yaklaşır. Bu durumda da dışarıya ısı atımının sağlanabilmesi için soğutma çevriminde kritik nokta üstünde (transkritik) çalışmalıdır. Cabello vd. [2] deneysel olarak CO_2 'in kritik nokta üstü bölgede çalıştığı soğutma çevriminde farklı parametrelerde optimum gaz soğutucu basıncını elde ederek enerji verimini incelemişlerdir. Buharlaştırma sıcaklıklarının (-0,9, -10,1 ve -18,1), gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarının (31,2, 33,6, 40,0) olduğu durumda, gaz soğutucu basıncının 74,4 bar ile 104,7 bar arasında değişmesi ayrı ayrı çalışılmıştır. Özgür vd. [3], buharlaştırma sıcaklığının -25 °C ile 0 °C aralığında değiştiği, gaz soğutucu çıkış sıcaklığının 30 °C ve 55 °C aralığında değiştiği durumda gaz soğutucusunun optimum basınç değerlerini elde ederek, korelasyon sunmuşlardır. Ahammed vd. [4] CO_2 'li soğutma sisteminde kısımla vanasının yerine çift fazlı ejektör kullanmışlardır.

Soğutma sistemlerinin veriminin artırılması, bileşenlerin korunması ve boyutların küçültülmesi için genellikle iç ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Fartaj vd. [5] CO_2 'li soğutma sisteminde kritik nokta üstü bölgede çalışılması durumunda iç ısı değiştiricisi kullanımını birinci ve ikinci yasa yönünden incelemişlerdir. Her bir bileşendeki ekserji kayıplarının dağılımının elde edildiği çalışmalarında, sistemin verimine etkisi irdelenmiştir. Sonuç olarak, kompresör ve gaz soğutucudaki tersinmezliğin en yüksek olduğu ve bu bileşenlerin geliştirilmesine çaba harcanması gerektiğini belirtmişlerdir. Llopis vd. [6] iç ısı değiştiricilerinin kısımla vanasında ani buharlaşmayı ve kompresöre sıvı girişini önlemede etkili olduğunu belirtmişlerdir. Karaçaylı ve Şimşek [7], CO_2 'li soğutma sisteminde iç ısı değiştiricisi kullanıldığı durumda buharlaştırıcı girişi kuruluk derecesi ve aşırı kızgınlık değerini enerji ve ekserji verimi açısından incelemişlerdir. Aşırı kızdırma değerinin 5 °C, kuruluk derecesinin 0,42 olması durumunda ekserji veriminin en yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

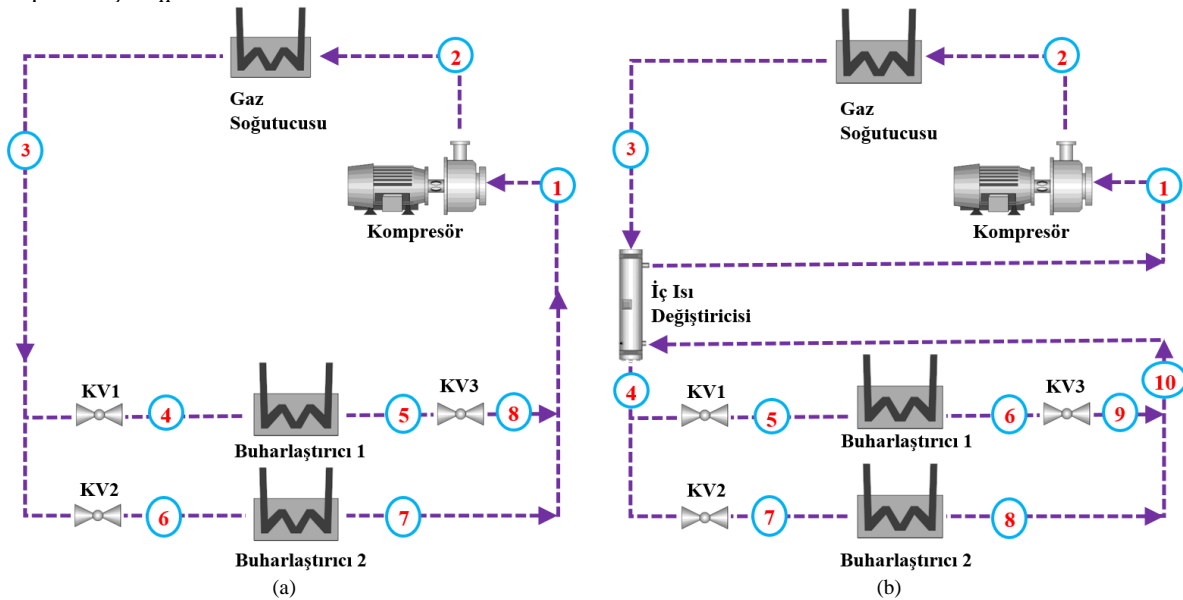
Soğutma uygulamalarında iki buharlaştırıcı kullanılması durumu yaygındır. Yataganbaba vd. [8] iki buharlaştırıcı soğutma sisteminde R134a, R1234yf ve R1234ze'yi soğutucu akışkan olarak kullanarak ekserji analizlerini yapmışlardır, R1234ze'nin R134a ve R1234yf'ye göre daha çevre dostu olduğunu belirtmişlerdir. Ünal vd. [9] ejektörlü iki buharlaştırıcı soğutma sisteminde R1234yf ve R134a'yı soğutucu akışkan olarak kullanmışlardır. Sistemin verimi ve soğutma elemanlarına ait ekserji yıkımları incelenmiştir. Ejektörün sistemin

veriminde, R1234yf için %17, R134a için %15 artış sağladığını belirtmişlerdir, toplam ekserji kaybını ise R134a için %17, R1234yf için %19 olarak elde etmişlerdir. Kutlu vd. [10] iki buharlaştırıcı CO₂'li soğutma sisteminde iki fazlı ejektör kullanımını incelemişlerdir. İki fazlı ejektörün COP'de %26 artış, ekserji yıkımında %22 azalışa neden olduğunu tespit etmişlerdir. Erdinc vd. [11] iki farklı buharlaştırıcı sıcaklığına sahip CO₂'li soğutma sisteminde kritik nokta üstü bölgede iç ısı değiştiricisinin etkisini parametrik olarak çalışmışlardır. İç ısı değiştiricisi, optimum gaz soğutucu basıncında %2,8 azalmaya ve sistemin COP'sinde %5,6 artmaya neden olmuştur. Soğutma yükünün sabit olduğu durumda, iç ısı değiştiricisi kullanımı ile soğutucu akışkan debisinin %23,9 azaldığı ayrıca bulunmuştur. Kuru ve Erdinc [12] kaskad soğutma sisteminde iki buharlaştırıcı kullanımını incelemişlerdir.

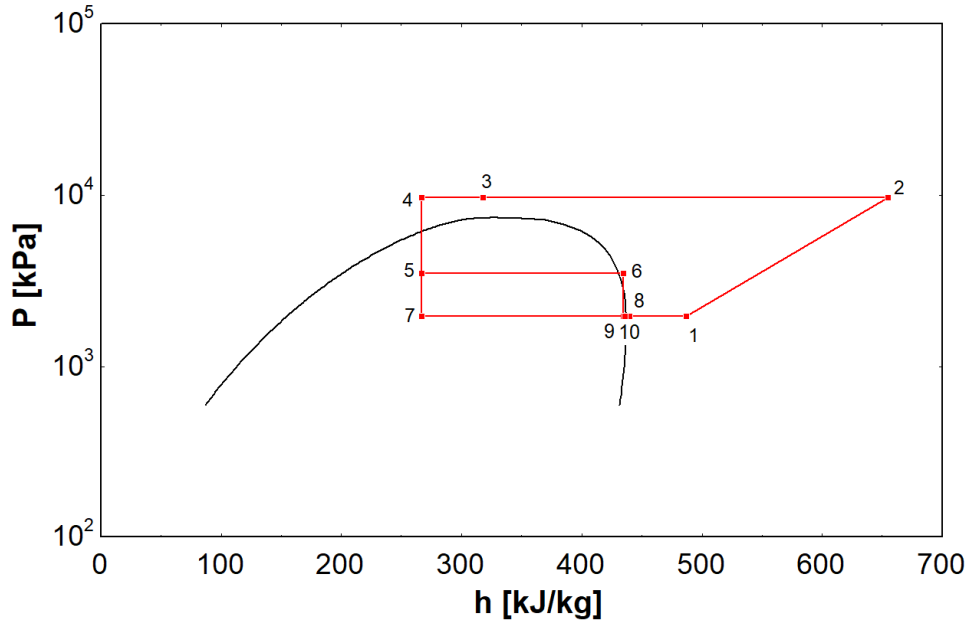
Bu çalışmada, iki buharlaştırıcı CO₂'li soğutma çevriminde, iç ısı değiştiricisi kullanımının gaz soğutucusu ve gerekli olan buharlaştırıcıların boyutlarına etkisi farklı gaz soğutucusu basınçlarında, gaz soğutucusu çıkış sıcaklıklarında ve buharlaşma sıcaklıklarında incelenmiştir. Farklı gaz soğutucusu basınçlarında ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında, gaz soğutucusu ve buharlaştırıcıların boyutları karşılaştırılmıştır. Optimum gaz soğutucu basınçları elde edilerek, iç ısı değiştiricili durumun sistemin etkinliğini ne kadar iyileştirdiği ve boyutları nasıl etkilediği incelenmiştir.

II. MATERYAL VE METOT

İki buharlaştırıcı CO₂'li soğutma sisteminde iç ısı değiştiricisiz ve iç ısı değiştiricili durumlar Şekil 1'de gösterilmiştir. Burada, gaz soğutucusu, buharlaştırıcılar, iç ısı değiştiricisi, kısılma vanaları ve kompresör sistemin ana elemanlarıdır. Şekil 1 de gösterilen kritik nokta üstü CO₂ soğutma çevrimine ait basınç-entalpi diyagramı da Şekil 2'de verilmiştir. Burada iki farklı buharlaştırıcı sıcaklığına sahip buharlaştırıcılar kullanılarak iki farklı soğuk ortam elde edilmektedir. T_{gs} giriş sıcaklığındaki gaz soğutucusundan T_0 sıcaklığındaki sıcak ortama \dot{Q}_H ısı atılmaktadır. İki farklı soğuk ortam sıcaklığını (T_{s1} ve T_{s2}) sağlamak için buharlaştırıcı sıcaklıklarının (T_{b1} ve T_{b2}) oldukları soğuk ortamlardan (\dot{Q}_{L1} ve \dot{Q}_{L2}) ısıları çekilmektedir. Bu ısıları çekmek için harcanan kompresör işi \dot{W}_H 'dir.



Şekil 1. İki buharlaştırıcı (a) iç ısı değiştiricisi olmayan (b) iç ısı değiştiricili CO₂ soğutma çevrimi



Şekil 2. İki buharlaştırıcılı iç ısı değiştiricili CO₂ soğutma çevrimine ait basınç-entalpi diyagramı

III. TERMODİNAMİK ANALİZ

İki buharlaştırıcılı kritik nokta üstü CO₂ soğutma çevriminin termodinamik analizi için aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır:

- Sistemdeki tüm elemanların kararlı durumda olduğu kabul edilmiştir, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Sistemdeki borulardan dışarıya olan ısı geçişi ve borulardaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kompresör, kısılma vanası ve iç ısı değiştiricisindeki hal değişimleri adyabatiktir.
- Kompresör verimi, giriş ve çıkış basınçlarına bağlı olarak hesaplanmıştır.
- Buharlaştırıcı sıcaklıkları, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ve aşırı kızdırma/soğutma sıcaklıkları bilinmektedir.
- Buharlaştırıcı sıcaklıklarının soğutulan ortamdan 10 °C düşük, gaz soğutucu çıkış sıcaklığının dış ortam sıcaklığından 10 °C yüksek olduğu kabul edilmiştir.
- Dış ortam sıcaklığı $T_0 = 30$ °C olarak sabit kabul edilmiştir.
- Birinci ve ikinci buharlaştırıcıların soğutma kapasiteleri $\dot{Q}_{b1} = 10$ kW ve $\dot{Q}_{b2} = 5$ kW olarak kabul edilmiştir.
- İç ısı değiştiricisinin etkinliği 0,75 olarak kabul edilmiştir.

Termodinamik analizler Engineering Equation Solver (EES) programı [13] kullanılarak yapılmıştır ve gerekli denklemler, Şekil 1b'de gösterilen iç ısı değiştiricili CO₂ soğutma çevrimi için verilmiştir. İç ısı değiştiricisinin kullanılmadığı durumda ise Şekil 1a'ya göre çalışılmıştır. Termodinamik analizlerde, birinci ve ikinci buharlaştırıcı sıcaklıkları (T_{b1} ve T_{b2}), gaz soğutucusu çıkış sıcaklığı ve basıncı (T_{gs} ve P_{gs}) tasarım parametreleri olarak belirlenmiştir ve sırasıyla -50 °C ile -40 °C, -30 °C ile -20 °C, 35 °C ile 45 °C, 7500 kPa ile 14500 kPa aralığında değişmektedir.

Soğuk ortam 1 için soğutma yükü (\dot{Q}_{L1}), 5–6 noktaları arasındaki entalpi farkının birinci buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan debisi \dot{m}_{L1} ile çarpımından elde edilmiştir.

$$\dot{Q}_{L1} = \dot{m}_{L1} (h_6 - h_5) \quad (1)$$

Soğuk ortam 2 için ise soğutma yükü (\dot{Q}_{L2}), 7-8 noktaları arasındaki entalpi farkının ikinci buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan debisi \dot{m}_{L2} ile çarpımından elde edilir.

$$\dot{Q}_{L2} = \dot{m}_{L2} (h_8 - h_7) \quad (2)$$

Buharlaştırıcıların çıkışında karışım bölgesinde, enerji dengesi yazılarak, iç ısı değiştiricisi giriş entalpisi (h_{10}) elde edilecektir.

$$\dot{m}_{L1} h_9 + \dot{m}_{L2} h_8 = \dot{m}_{toplama} h_{10} \quad (3)$$

İki buharlaştırıcıya ait kütleli debi değerleri bilinmektedir ve toplam debi Eş. (4) kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{m}_{toplama} = \dot{m}_{L1} + \dot{m}_{L2} \quad (4)$$

Birinci ve ikinci buharlaştırıcıdan geçen kütle debileri arasında

$$\dot{m}_{L2} = w \dot{m}_{L1} \quad (5)$$

ilişkisi yazılabilir. Burada w kütleli debi oranıdır. Kompresörde harcanan güç değeri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{toplama} (h_2 - h_1) \quad (6)$$

Kompresör izentropik verimi, η_{komp} için Eş. (7) yazılabilir.

$$\eta_{komp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (7)$$

Burada h_{2s} , kompresördeki izentropik sıkıştırma durumundaki entalpi değeridir. Kompresör izentropik verimi, kompresörün giriş ve çıkış koşullarına bağlıdır, bu nedenle Richter vd. [14] tarafından ampirik olarak sunulan aşağıdaki formül kullanılmıştır:

$$\eta_{komp} = 0,8536 - 0,0577 \frac{P_2}{P_1} \quad (8)$$

İç ısı değiştiricisinde, enerji dengesi için Eş. (9) yazılabilir.

$$\dot{Q}_{ihx} = \dot{m}_{toplama} (h_3 - h_4) = \dot{m}_{toplama} (h_1 - h_{10}) \quad (9)$$

İç ısı değiştiricisinin verimi için ise Eş. (10) yazılabilir.

$$\eta_{ihx} = \frac{T_1 - T_{10}}{T_3 - T_{10}} \quad (10)$$

Gaz soğutucusu kapasitesi \dot{Q}_{gs} de Eş. (11) kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{gs} = \dot{m}_{toplama} (h_3 - h_2) \quad (11)$$

Kısılma vanalarındaki hal değişimleri Eş. (12) de görüldüğü gibi ifade edilebilir.

$$h_4 = h_5 \quad ; \quad h_4 = h_7 \quad ; \quad h_6 = h_9 \quad (12)$$

İki buharlaştırıcı kritik nokta üstü CO_2 soğutma çevriminin birinci yasa verimi (COP) buharlaştırıcıdaki ısı transferinin toplam harcanan güce oranı olarak tanımlanır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{L1} + \dot{Q}_{L2}}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{fan,c1} + \dot{W}_{fan,c2} + \dot{W}_{fan,gs}} \quad (13)$$

Burada fan güçleri, ısı değiştiricileri analizi bölümünden elde edilecektir. Ayrıca basınçlar için aşağıdaki Eş. (14) yazılabilir.

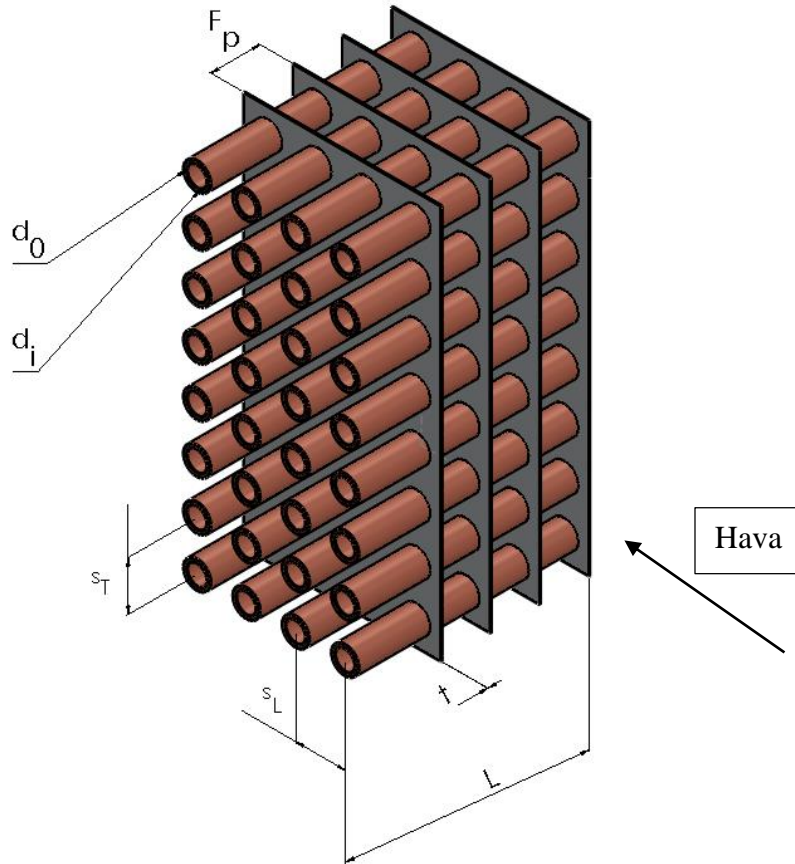
$$P_1 = P_7 = P_8 = P_9 = P_{10}, P_2 = P_3 = P_4, P_5 = P_6 \quad (14)$$

Buharlaştırıcı 2'in çıkış basıncı (P_8) Buharlaştırıcı 1'e (P_6) göre daha düşük olduğundan kısılma vanası konularak Buharlaştırıcı 2'nin basıncına eşitlenmiştir. Böylece iç ısı değiştirici girişi (P_{10}), buharlaştırıcı 2 çıkışı (P_8) ve kısılma vanası 3'ün (P_9) çıkışı eşit basınca sahiptir. Yukarıda verilen denklemlerde $\eta_{ihx} = 0$ olduğu durumda iç ısı değiştiricili olmayan durum ve w 'nin sıfır olduğunda da tek buharlaştırıcılı sistem olmaktadır. İç ısı değiştiricili durum ile iç ısı değiştiricisi olmayan durumun karşılaştırılmasını yapabilmek için ısı verim artışı COP^+ aşağıdaki Eş. (15)'te görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$COP^+ = \frac{COP_{ihx} - COP_{ihx-yok}}{COP_{ihx-yok}} \cdot 100 \quad (15)$$

IV. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ HESAPLAMALARI

Gaz soğutucusu ve buharlaştırıcılarda Tablo 1'de listelenen özelliklere sahip Şekil 3'te gösterilen düzgün sıralı dizilişe sahip düz kanat borulu ısı değiştiricisi kullanılmaktadır.



Şekil 3. Kanatlı borulu ısı değiştiricisinin gösterimi

Tablo 1. Kanatlı borulu ısı değıştiricisi özellikleri

Özellik	Değerler
Tip	düz
Diziliş	düzgün sıralı
Boyuna boru sayısı, N_L	4
Enine boru sayısı, N_T	8
Boru dış çapı, d_o	12 mm
Boru iç çapı, d_i	9 mm
Kanatlar arasındaki mesafe, F_p	2 mm
Kanat kalınlığı, t	0,12 mm
Borular arasındaki yatay mesafe, s_L	22 mm
Borular arasındaki enine mesafe, s_T	22 mm
Boru Malzemesi	Bakır
Kanat Malzemesi	Alüminyum

Yapılan boyutlandırmalarda, kanat sayısı ve boru uzunluğu değışmektedir, dolayısıyla ısı değıştiricilerin hacmi de değışmektedir. Gaz soğutucusundan dışarı atılan ısı ve soğuk ortamlardan buharlaştırıcılar yardımıyla çekilen ısı \dot{Q} termodinamik analiz ile elde edilmiştir. Bu ısı transferinin gerçekleşmesi için gerekli yüzey alanları aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanır:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{hava} c_p (T_{hava,\zeta} - T_{hava,g}) \quad (16)$$

$$\dot{Q} = U A \Delta T_{lm} \quad (17)$$

Logaritmik sıcaklık farkı ΔT_{lm} ise,

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{giris} - T_{hava,\zeta}) - (T_{çıkış} - T_{hava,g})}{\ln \frac{T_{giris} - T_{hava,\zeta}}{T_{çıkış} - T_{hava,g}}} \quad (18)$$

şekindedir. Burada, $U A$ değeri kirlenme olmadığı varsayılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\frac{1}{U A} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2 \pi k L} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (19)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (20)$$

$$A = A_{boru} + A_f \quad (21)$$

A_{boru} kanatlı olmayan boru yüzey alanı, A_f tüm kanat yüzey alanını, η_f tek bir kanadın verimini, A tarafından toplam yüzey alanını göstermektedir. η_o ise yüzey etkinliğidir. Bu çalışmada, $\eta_f = 0,75$ olarak kabul edilmiştir.

A. Gaz soğutucusu için soğutucu akışkan tarafı ısı transferi katsayısı hesabı, h_i

Boru içerisinde türbülanslı ve tam gelişmiş akış durumu varsayımıyla, Dittus – Boelter [15] korelasyonları soğutucu akışkan tarafındaki ısı transferi katsayısını bulmada kullanılmıştır.

$$Nu_i = 0,023 Re_i^{0,8} Pr_s^{0,4} \quad (22)$$

$$h_i = \frac{Nu_i k_s}{d_i} \quad (23)$$

Boru içerisindeki ortalama hız gaz soğutucusu kapasitesinden debi bulunarak hesaplanmıştır ve Re_i Eş. (24) kullanılarak hesaplanabilir.

$$Re_i = \frac{\rho_s V_{boru} d_i}{\mu_s} \quad (24)$$

Burada gaz soğutucusundaki ani yoğunluk ve ısı iletim katsayısı değişimlerinden dolayı alt bölgelere ayırarak ısı taşınım katsayısı elde edilmiştir.

B. Buharlaştırıcılar için soğutucu akışkan tarafı ısı transferi katsayısı hesabı, h_i

İki fazlı akışın olduğu buharlaştırıcı için Kenning ve Cooper'ın [16] denklemleri yardımıyla akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısı elde edilmiştir.

$$Nu_i = (1 + 1,8 \cdot X^{-0,87}) \cdot 0,023 \cdot Re_i^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \quad (25)$$

Burada, X Lockhart-Martinelli parametresidir ve kurulum derecesine göre aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$X = \left(\frac{(1-x)}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (26)$$

Doymuş buhar ve doymuş sıvı yoğunlukları ρ_v ve ρ_l ile doymuş buhar ve doymuş sıvı dinamik viskoziteleri μ_l ve μ_v ile doymuş sıvı Prandtl sayısı Pr_l ile sıvı Reynolds sayısı Re_l ile gösterilmektedir.

$$Re_l = \frac{G_m (1-x) d_i}{\mu_l} \quad (27)$$

G_m kütle akısıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$G_m = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi d_i^2}{4}} \quad (28)$$

Soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$h_i = \frac{Nu_i k_l}{d_i} \quad (29)$$

C. Gaz soğutucusu ve buharlaştırıcılar için hava tarafı ısı transferi katsayısı hesabı, h_o

Gaz soğutucusu ve buharlaştırıcılar için aynı tip ısı değiştiricisi kullanıldığından dolayı eşitlikler bu bölümde verilmiştir. Düz kanatlı düzgün sıralı dizilişe sahip kanat borulu ısı değiştiricileri için hava tarafındaki ısı transferi katsayısı Kays ve London [17]'a göre hesaplanmıştır.

$$Nu_o = 0,117 Re_o^{0,65} Pr_{hava}^{1/3} \quad (30)$$

$$h_o = \frac{Nu_o k_{hava}}{d_i} \quad (31)$$

Hava giriş hızı $V_{giriş} = 10 \text{ m/s}$ olarak sabit kabul edilmiştir, Re_o ise minimum akış kesit alanındaki maksimum hıza göre tanımlanmıştır.

$$Re_o = \frac{\rho_{hava} V_{max} d_h}{\mu_{hava}} \quad (32)$$

Hidrolik çap ise,

$$d_h = \frac{4 \cdot A_{min}}{\text{Çevre}} \quad (33)$$

Çevre, yoğuşturucudaki toplam ısı transferi alanının (A) akış doğrultusundaki ısı değiştiricisi boyuna (W) bölünmesi ile bulunur.

D. Hava tarafındaki basınç düşümü ΔP ve fan gücü \dot{W}_{fan}

Rich [18] kanat borulu ısı değiştiricileri üzerinde yaptığı kapsamlı çalışmalar neticesinde, basınç düşümünü ΔP_c kanat sayısına ve giriş hızına bağlı olarak ilişkilendirmiştir. Bu çalışmadaki 1 m boyunca olan kanat sayısı elde edilmiştir ve Rich [18]'in aşağıdaki bağıntısı kullanılmıştır.

$$\Delta P_c = 9,63 V_{giriş}^{1,56} \quad (34)$$

COP hesaplamalarında kullanılacak, fan gücü $\dot{W}_{fan,c}$ ise giriş alanına ($L \cdot H$) bağlı olarak tanımlanmıştır.

$$\dot{W}_{fan} = \dot{V} \Delta P = V_{giriş} L H \Delta P \quad (35)$$

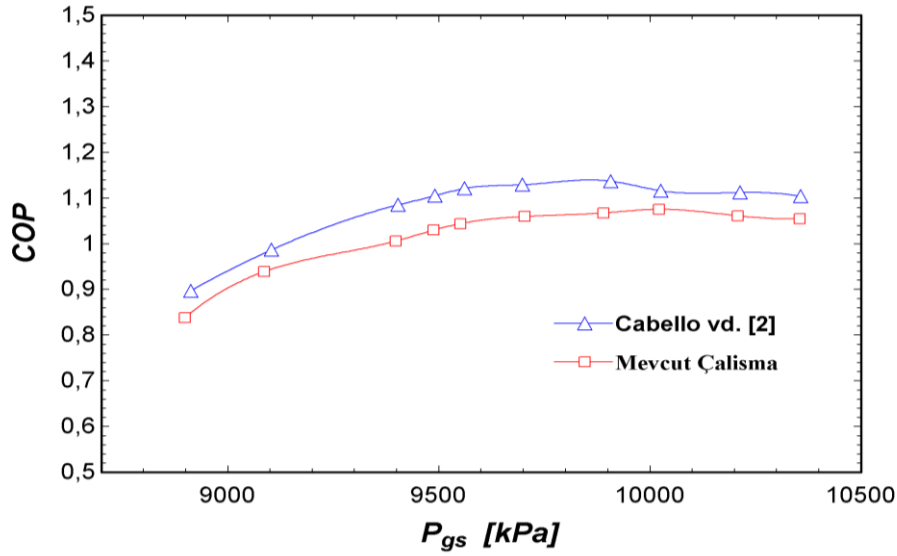
V. DOĞRULAMA

Literatürde iki buharlaştırıcılı CO_2 'li soğutma sistemine ait deneysel çalışma verileri olmadığından Cabello vd. [2]'nin Tablo 3'te verilen tek buharlaştırıcılı CO_2 soğutma sistemine ait deneysel verileri doğrulama çalışmasında kullanılmıştır.

Tablo 3. Cabello vd. [2]'nin deney verileri ve sonuçları

Parametre	Değerler
Buharlaştırma sıcaklığı, T_b	-10,1 °C
Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı, $T_{gs,çıkış}$	40,2 °C
Gaz Soğutucu çalışma basıncı, P_{gs}	89 bar ile 103,9 bar arasında
Soğutucu akışkan debisi, \dot{m}_{toplam}	0,041 kg/s ile 0,045 kg/s arasında
Yararlı aşırı kızdırma	5,6 °C
Yararsız aşırı kızdırma	3,4 °C
Soğutma kapasitesi, \dot{Q}_b	3,7 kW ile 5,6 kW arasında
Kompresör güç tüketimi, \dot{W}_k	4,4 kW ile 4,9 kW arasında
Soğutma Performans Katsayısı, COP	0,9 ile 1,2 arasında

Şekil 4'te mevcut çalışma ve Cabello vd. [2]'nin çalışmasına ait COP değerlerinin gaz soğutucu çalışma basıncı ile değişimi verilmiştir. Hata oranı en fazla % 7,28 olmaktadır ve deneysel belirsizlik sınırları içerisinde kabul edilmiştir. En yüksek COP değerinde gaz soğutucu basıncı optimumdur. Cabello vd. [2], optimum gaz soğutucu basıncını 101,2 bar ve buna karşı gelen COP değerini 1,15 olarak elde etmişlerdir. Bu çalışmada, optimum gaz soğutucusu basıncı 100,2 bar olarak elde edilmiştir ve bu değere karşı gelen COP 1,08 olmaktadır.



Şekil 4. COP değeri için doğrulama çalışması

Liao vd. [19] ve Sarkar vd. [20] optimum gaz soğutucusu basıncını Eş. (36) ve Eş. (37)'de verilen ampirik denklemlerle ifade etmişlerdir:

$$P_{opt} = (2,78 - 0,0157 \cdot T_b) \cdot T_{gs,\text{çıkış}} + (0,381 \cdot T_b - 9,34) \text{ (bar)} \quad (36)$$

$$P_{opt} = 4,9 + 2,256 \cdot T_b - 0,17 \cdot T_{gs,\text{çıkış}} + 0,002 \cdot T_{gs,\text{çıkış}}^2 \text{ (bar)} \quad (37)$$

Mevcut çalışmada elde edilen optimum gaz soğutucusu basıncı değerleri Tablo 4'te Liao vd. [19], Sarkar vd. [20] ve Cabello vd. [2] ile karşılaştırılmıştır.

Tablo 4. Mevcut çalışmanın optimum gaz soğutucu basıncı değerinin literatürle karşılaştırılması

	P_{opt} (bar)	Fark (%)
Mevcut çalışma	100,2	-
Cabello vd. [2]	101,2	- % 0,98
Liao vd. [19]	104,9	- % 4,48
Sarkar vd. [20]	100,6	- % 0,40

VI. SONUÇLAR

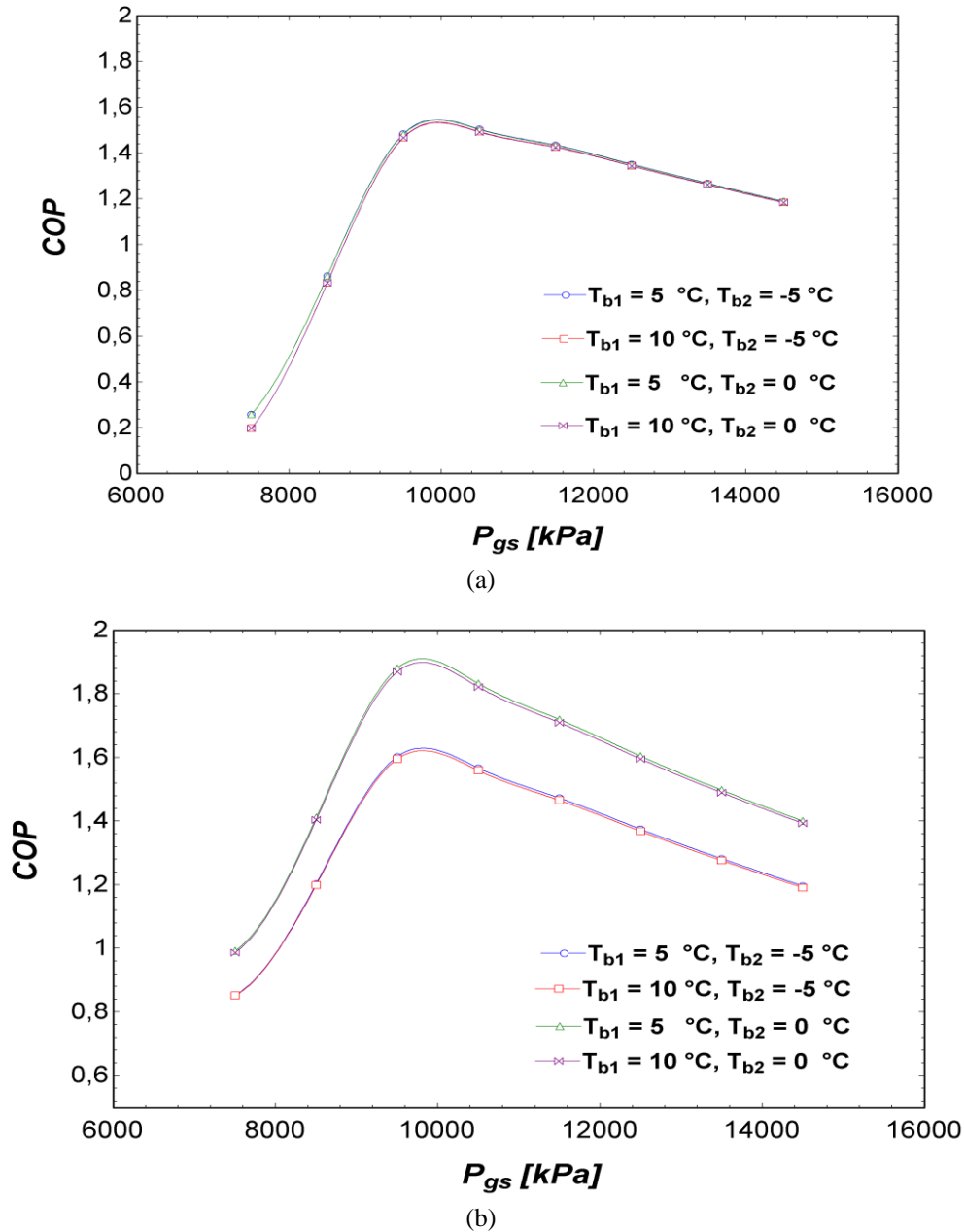
Bu çalışmada, iki farklı buharlaştırıcı sıcaklığına sahip soğutma sisteminde Tablo 5'te listelenen durumlar için gaz soğutucusu boyutları, buharlaştırıcıların boyutları ve COP değerleri elde edilmiştir. Her bir durum için, gaz soğutucusu basıncı 7500 kPa ile 14500 kPa aralığında değişmektedir. İç ısı değiştiricisiz ve iç ısı değiştiricili durumlar ayrı ayrı çalışılarak karşılaştırmalar yapılmıştır.

Tablo 5. Mevcut çalışmada kullanılan parametreler

Durum	P_{gs} [kPa]	T_{gs} [°C]	T_{b1} [°C]	T_{b2} [°C]
1	7500-14500	42	5	-5
2	7500-14500	42	10	-5
3	7500-14500	42	5	0
4	7500-14500	42	10	0

A. Gaz soğutucusu basıncının COP'ye etkisi

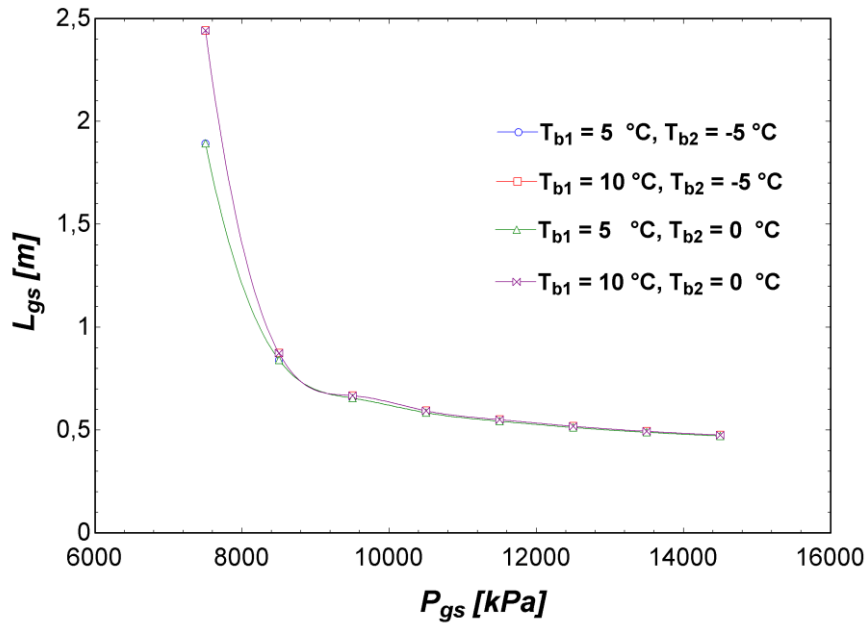
Şekil 5'te iç ısı değiştiricili ve iç ısı değiştiricisiz durumlarda COP ile gaz soğutucu basıncının değişimi gösterilmektedir. Genel olarak gaz soğutucusu basıncının artması ile COP değerleri artarken, belirli bir noktada maksimum değere ulaşmaktadır. Bu çalışma kapsamında, maksimum COP değerini veren gaz soğutucusu basıncı ve bu basınçtaki çalışma parametreleri optimum olarak kabul edilmiştir. İç ısı değiştiricisi, düşük gaz soğutucu basınçlarında COP değeri neredeyse %310 oranında artırırken, basınç arttıkça bu artış oranı düşmektedir. İç ısı değiştiricisiz çalışılan durumlarda buharlaştırıcı 1 ve 2'nin sıcaklıklarının değişmesi çalışılan gaz soğutucusu basınçlarında COP'yi çok fazla etkilememektedir. Bu durum, CO₂'in termofiziksel özelliğinden dolayı çalışılan buharlaştırıcı sıcaklıklarından kaynaklanmaktadır. Fakat iç ısı değiştiricili durumlarda, COP'i T_{b1}'in değişmesi ile çok az miktarda değişirken, T_{b2}'nin artması ile %10 ile %30 arasında artışa neden olmaktadır.



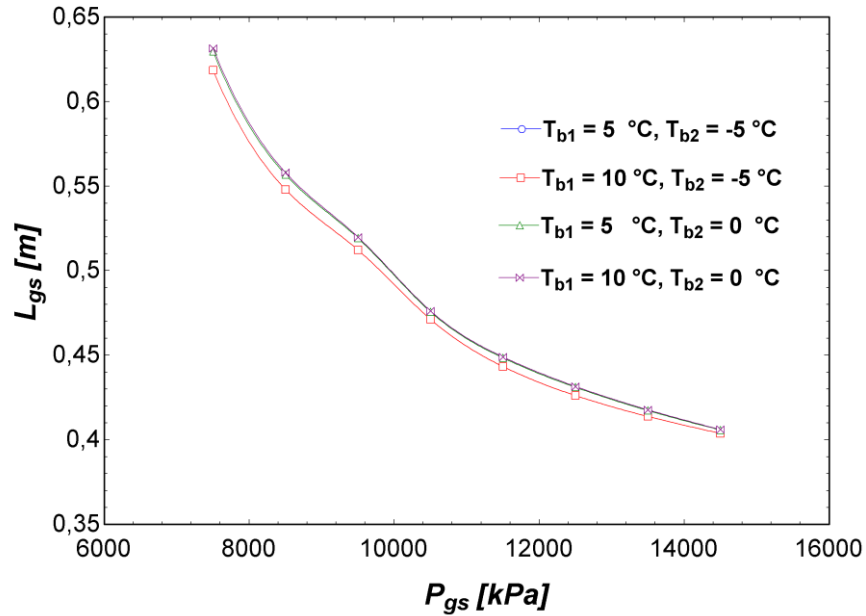
Şekil 5. Gaz soğutucusu basıncının COP'e etkisi (a) iç ısı değiştiricisiz durum (b) iç ısı değiştiricili durum

B. Gaz soğutucusu basıncının gaz soğutucusunun uzunluğuna etkisi

Şekil 6'da gaz soğutucusu basıncının gaz soğutucusunun uzunluğuna etkisi gösterilmektedir. İç ısı değiştiricisiz ve iç ısı değiştiricili durumlarda gaz soğutucu basıncı arttıkça gaz soğutucusunun boyu azalmaktadır. Çalışılan durumlar göz önüne alındığında buharlaştırıcı 1 ve 2'nin sıcaklıklarının değişimi gaz soğutucusunun boyunu çok az miktarda etkilemektedir. İç ısı değiştiricisiz durumda $P_{gs} = 7500 \text{ kPa}$ olduğunda $T_{b2} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ 'dan $T_{b2} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ 'e düşmesi ile gaz soğutucusu boyu yaklaşık olarak %21 azalmaktadır. Gaz soğutucusu basıncı arttıkça buharlaştırıcı sıcaklıklarının gaz soğutucusunun boyuna etkisi neredeyse aynıdır. İç ısı değiştiricisi eklenmesi ile çalışılan basınç aralığında %34 ile %20 arasında gaz soğutucusunun boyu kısalmaktadır.



(a)

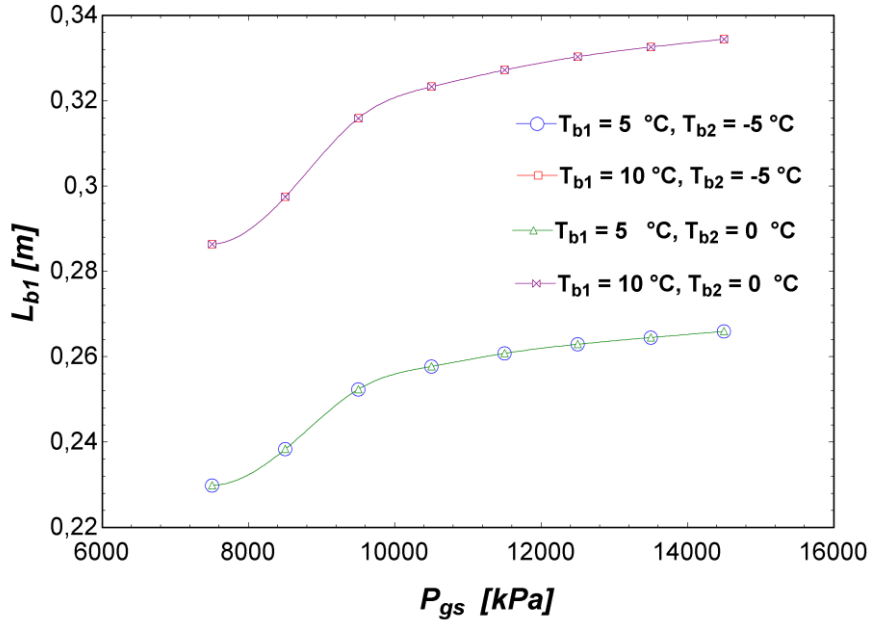


(b)

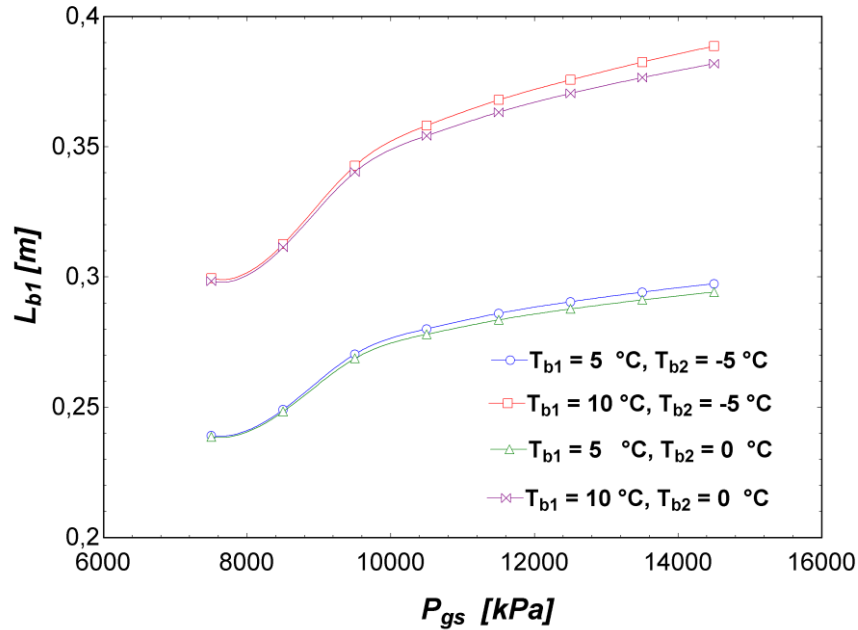
Şekil 6. Gaz soğutucusu basıncının L_{gs} 'e etkisi (a) iç ısı değiştiricisiz durum (b) iç ısı değiştiricili durum

C. Gaz soğutucusu basıncının buharlaştırıcı 1'in uzunluğuna etkisi

Şekil 7'de gaz soğutucusu basıncının buharlaştırıcı 1'in uzunluğuna etkisi gösterilmektedir. Gaz soğutucusunun basıncı arttıkça buharlaştırıcı 1'in uzunluğu artmaktadır. Buharlaştırıcı 1'in uzunluğu $T_{b1} = 5^\circ\text{C}$ olduğu durumda $T_{b1} = 10^\circ\text{C}$ 'ye göre çalışılan gaz soğutucusu basınçlarında %21 civarında daha azdır. Buharlaştırıcı 2'nin sıcaklığının değişmesi ile buharlaştırıcı 1'in uzunluğu değişmemektedir. İç ısı değiştiricisi eklenmesi yaklaşık olarak %4 ve %13 arasında buharlaştırıcı 1'in boyunun uzamasına neden olmaktadır. İç ısı değiştiricili durumda buharlaştırıcı 2'nin sıcaklığının artması çok az miktarda buharlaştırıcı 1'in boyunun kışalmasına neden olmaktadır.



(a)

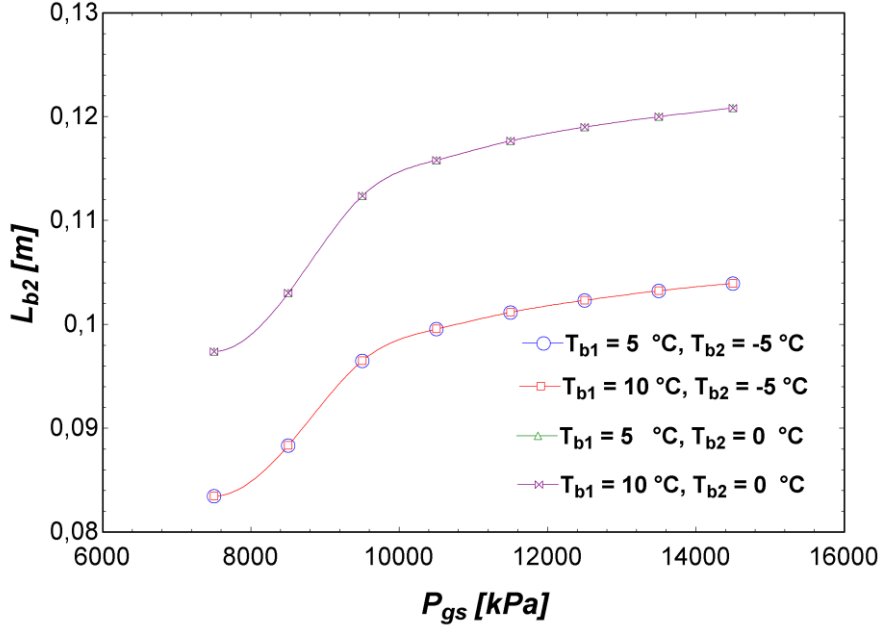


(b)

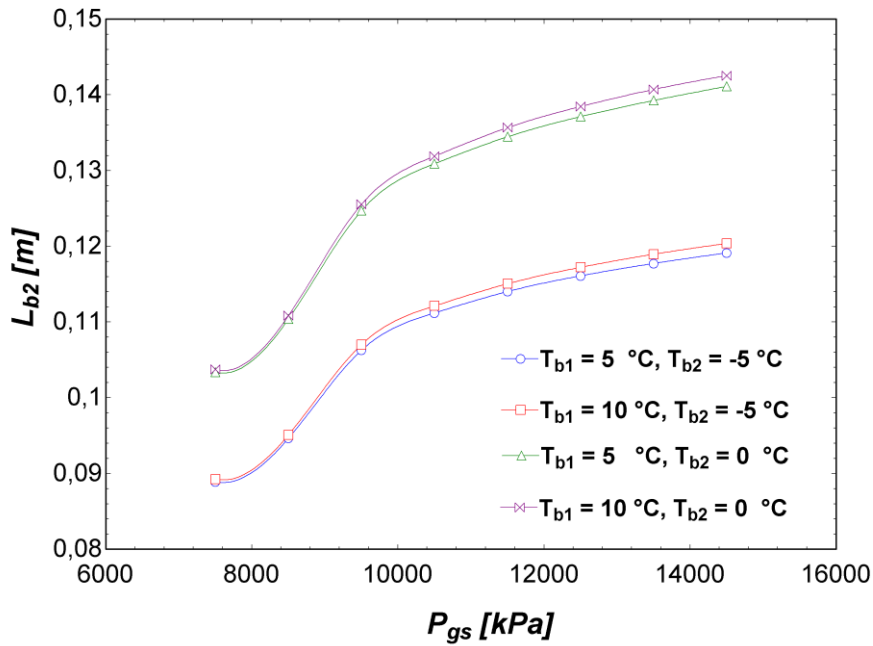
Şekil 7. Gaz soğutucusu basıncının L_{b1} 'e etkisi (a) iç ısı değiştiricisiz durum (b) iç ısı değiştiricili durum

D. Gaz soğutucusu basıncının buharlaştırıcı 2'nin uzunluğuna etkisi

Şekil 8'de gaz soğutucusu basıncının buharlaştırıcı 2'nin uzunluğuna etkisi gösterilmektedir. Buharlaştırıcı 2'nin boyu da gaz soğutucu basıncı arttıkça artmaktadır. Buharlaştırıcı 1'in sıcaklığının artması ile buharlaştırıcı 2'nin uzunluğu iç ısı değiştiricisiz durumda değişmemektedir, iç değiştiricili durum için ise çok az miktarda artmaktadır. İç ısı değiştiricisi kapasitesinin artmasından dolayı buharlaştırıcı 2'nin boyunun uzamasına ve dolayısıyla ısı transferi yüzey alanının artmasına neden olmaktadır.



(a)



(b)

Şekil 8. Gaz soğutucusu basıncının L_{b2} 'e etkisi (a) iç ısı değiştiricisiz durum (b) iç ısı değiştiricili durum

E. Çalışılan durumların optimum gaz soğutucusu basıncında karşılaştırılması

İç ısı değiştiricili ve iç ısı değiştiricisiz durumlardaki optimum gaz soğutucusu basınçları ve bu gaz soğutucusu basıncındaki çalışılan parametrelere ait değerler Tablo 6'da listelenmiştir. Maksimum COP değerini veren optimum gaz soğutucusu basınçları EES programındaki optimizasyon modülü yardımıyla elde edilmiştir.

Tablo 6. İç ısı değiştiricili ve iç ısı değiştiricisiz durumlardaki optimum gaz soğutucusu basınçları ve bu basınçtaki çalışan parametrelere ait veriler

Durum	1		2		3		4	
	$T_{b,1} = 5\text{ °C}$ $T_{b,2} = -5\text{ °C}$		$T_{b,1} = 10\text{ °C}$ $T_{b,2} = -5\text{ °C}$		$T_{b,1} = 5\text{ °C}$ $T_{b,2} = 0\text{ °C}$		$T_{b,1} = 10\text{ °C}$ $T_{b,2} = 0\text{ °C}$	
	IHX'siz	IHX'li	IHX'siz	IHX'li	IHX'siz	IHX'li	IHX'siz	IHX'li
P_{gs} [kPa]	10022	9711	10039	9711	9988	9685	9991	9678
COP_{max}	1,518	1,609	1,505	1,601	1,784	1,887	1,768	1,875
L_{gs} [m]	0,612	0,503	0,621	0,503	0,612	0,510	0,622	0,511
L_{b1} [m]	0,256	0,273	0,321	0,345	0,2556	0,271	0,320	0,343
L_{b2} [m]	0,0984	0,1077	0,0985	0,1085	0,1155	0,1263	0,1155	0,1271

Çalışılan tüm durumlarda, iç ısı değiştiricisi kullanımı ile optimum gaz soğutucusu basıncının yaklaşık olarak %3 düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca, COP değerlerinde %6 civarında artış olmaktadır. COP_{max} ve optimum gaz soğutucusu basıncı, 1,887 ve 9685 kPa olarak $T_{b,1} = 5\text{ °C}$ ve $T_{b,2} = 0\text{ °C}$ 'de elde edilmiştir. Bu optimum gaz soğutucusu basıncında, gaz soğutucusunun boyu iç ısı değiştiricisi kullanımı ile yüzde %17 civarında azalırken, buharlaştırıcı 1'in boyu %6,02 ve buharlaştırıcı 2'nin boyu %9,35 artmıştır.

VII. TARTIŞMA

Bu çalışmada, iki farklı buharlaştırıcı sıcaklığına sahip iki buharlaştırıcılı kritik nokta üstü CO_2 soğutma çevrimi, farklı gaz soğutucusu basınçlarında ve farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında incelenmiştir. COP değerleri, gaz soğutucusu boyu ve buharlaştırıcı boyları elde edilerek birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Optimum gaz soğutucusu basınçları EES programındaki optimizasyon modülü kullanılarak elde edilmiştir. Sonuç olarak,

- Gaz soğutucusu basıncının artması ile COP değerleri artarken, optimum değere erişildikten sonra COP değerleri azalmaktadır.
- Düşük gaz soğutucu basınçlarında, iç ısı değiştiricisi, COP 'i %310 civarında arttırırken, gaz soğutucusu basıncı arttıkça bu oran azalmaktadır.
- Gaz soğutucusu basıncı arttıkça gaz soğutucusunun boyu azalmakta, buharlaştırıcıların boyu uzamaktadır.
- İç ısı değiştiricisiz durumda $P_{gs} = 7500\text{ kPa}$ olduğunda $T_{b,2} = 0\text{ °C}$ 'dan $T_{b,2} = -5\text{ °C}$ 'e düşmesi ile gaz soğutucusu boyu %21 azalmaktadır.
- İç ısı değiştiricisi eklenmesi yaklaşık olarak %4 ile %13 arasında buharlaştırıcı 1'in boyunun uzamasına neden olmaktadır.
- Buharlaştırıcı 2'nin boyu iç ısı değiştiricili durumda çok az miktarda artmaktadır.
- COP_{max} ve optimum gaz soğutucusu basıncı, 1,887 ve 9685 kPa olarak $T_{b,1} = 5\text{ °C}$ ve $T_{b,2} = 0\text{ °C}$ 'de elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Kim, M. H., Pettersen, J., & Bullard, C. W. (2004). Fundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 119-174. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>
- [2] Cabello, R., Sánchez, D., Llopis, R., & Torrella, E. (2008). Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO_2 refrigerating plant working in transcritical conditions. *Applied Thermal Engineering*, 28(13), 1596–1604. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.10.026>
- [3] Özgür, A. E., Bayrakçı, H. C., & Akdağ, A. E. (2009). Kritik nokta üstü çevrimli CO_2 soğutma sistemlerinde optimum gaz soğutucu basıncı: yeni bir korelasyon. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 29(2), 23–28.

- [4] Ahammed, M. E., Bhattacharyya, S., & Ramgopal, M. (2014). Thermodynamic design and simulation of a CO₂ based transcritical vapour compression refrigeration system with an ejector. *Energy Economics*, 45, 177–188. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.06.010>
- [5] Fartaj, A., Ting, D. S. K., & Yang, W. W. (2004). Second law analysis of the transcritical CO₂ refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 45(13–14), 2269–2281. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.07.001>
- [6] Llopis, R., Sanz-Kock, C., Cabello, R., Sánchez, D., & Torrella, E. (2015). Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler. *Applied Thermal Engineering*, 80, 31–41. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.040>
- [7] Karaçaylı, İ., & Şimşek, E. (2020). İç ısı değiştiricili transkritik CO₂ soğutma sisteminin farklı tasarım parametreleri için ekserji analizi, *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 35(2), 389–399.
- [8] Yataganbaba, A., Kılıcarslan, A., & Kurtbaş, I. (2015). Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 60, 26–37. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.08.010>
- [9] Ünal, S., Erdiñç, M. T., & Kutlu, Ç. (2016). Çift buharlaştırıcı ve ejektörlü bir soğutma sisteminin termodinamik analizi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 31(4), 1039–1047. <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.278459>
- [10] Kutlu, Ç., Ünal, S., Erdiñç, M. T., & Cihan, E. (2017). Energy and exergy analysis of bus refrigeration system using two-phase ejector with natural refrigerant R744. *International Journal of Exergy*, 22(4), 331–351. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2017.083946>
- [11] Erdiñç, M. T., Kuru, M. N., Kutlu, Ç. & Ünal, Ş. (2021). İki buharlaştırıcı transkritik soğutma sisteminde iç ısı değiştiricisi kullanımının incelenmesi. *Uluslararası Katılımlı 23. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (1833–1840)*. Gaziantep.
- [12] Kuru, M. N., & Erdiñç, M. T. (2022). İki buharlaştırıcı karbondioksit (CO₂) - amonyak (NH₃) kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizi ve optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesi. *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 25(4), 655-669.
- [13] Engineering Equation Solver Academic Professional, (2020). F-Chart Software, Klein SA.
- [14] Richter, M. R., Bullard, C. W., Hrnjak, P. S., & Phoenix, H. (2001). Comparison of R744 and R410A for residential heating and cooling applications general motors corporation. *Industrial Engineering*, 61801(217).
- [15] Dittus, F. W. (1930). Heat transfer in automobile radiators of the tubler type. *Univ. Calif. Pubs. Eng.*, 2, 443.
- [16] Kenning, D. B. R., & Cooper, M. G. (1989). Saturated flow boiling of water in vertical tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32(3), 445–458.
- [17] Kays, W. M., & London, A. L. (1984). *Compact heat exchangers*. McGraw-Hill, New York.
- [18] Rich, D. G. (1975). The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers, *ASHRAE Transactions*, 81(1), 307-317.
- [19] Liao, S. M., Zhao, T. S., & Jakobsen, A. (2000). Correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering*, 20(9), 831–841. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00070-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00070-8)
- [20] Sarkar, J., Bhattacharyya, S., & Gopal, M. R. (2004). Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *International Journal of Refrigeration*, 27(8), 830–838. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.03.006>