

İç Isı Değiştiricili Transkritik CO₂ Soğutma Sisteminin Farklı Tasarım Parametreleri için Ekserji Analizi

İbrahim KARAÇAYLI^{*2}, Erdoğan ŞİMŞEK²

¹Ege Üniversitesi, Ege Meslek Yüksekokulu, İklimlendirme ve Soğutma Teknolojisi Programı, İzmir

²Çukurova Üniversitesi, Adana Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, Adana

Geliş tarihi: 04.06.2020

Kabul tarihi: 30.07.2020

Öz

Bu çalışmada iç ısı değiştiricili karbon dioksit soğutucu akışkanla (R744) çalışan kritik nokta üstü (transkritik) soğutma çevriminin tasarım parametrelerinin enerji ve ekserji verimine olan etkileri incelenmiştir. Tasarım parametreleri olarak genişleme elemanı çıkışında soğutucu akışkanın kuruluk derecesi ile iç ısı değiştiricisiyle sağlanan kızgınlık derecesi dikkate alınmıştır. Bu amaçla, iç ısı değiştiricili CO₂ soğutma çevriminin tüm bileşenlerindeki enerji transferini, ekserji yıkımını, entropi üretimini ve ekserji verimini hesaplamak amacıyla buharlaşma sıcaklığı 0 °C ve yoğuşma basıncı 10 MPa alındı. Buna ek olarak, etkinlik katsayısı ile tüm sistemin ekserji verimi hesaplandı. 5 °C ve 30 °C kızgınlık değerlerinde en uygun kuruluk derecesi sırasıyla 0,42–0,47 ve 0,31–0,36 aralığında olduğu belirlendi.

Anahtar Kelimeler: Transkritik soğutma çevrimi, İç ısı değiştirici, Karbon dioksit, Ekserji yıkımı

Exergy Analysis of a Transcritical CO₂ Compression Refrigeration System with Internal Heat Exchanger for Different Design Parameters

Abstract

In this study, effect of the design parameters of a transcritical refrigeration cycle using carbon dioxide refrigerant (R744) with internal heat exchanger on energy and exergy efficiencies were investigated. Quality of the refrigerant at the exit of the expansion valve and amount of superheating supplied by the internal heat exchanger were considered as design parameters. For this aim, in order to determine the energy transfer, the exergy destruction, entropy generation and exergy efficiency within the all components, the calculations were carried out at evaporation temperature of 0 °C and condensation pressure of 10 MPa. In addition to this, performance coefficient and the exergy efficiency of the whole system were calculated. The most suitable refrigerant qualities at superheating values of 5 °C and 30 °C were determined as between 0,42–0,47 and 0,31–0,36, respectively.

Keywords: Transcritical refrigeration cycle, Internal heat exchanger, Carbon dioxide, Exergy destruction

*Corresponding author (Sorumlu yazar): İbrahim KARAÇAYLI, ibrahim.karacayli@ege.edu.tr

1. GİRİŞ

Enerji kaynaklarına olan taleplerin artmasına karşın fosil esaslı enerji kaynaklarının kısıtlı olması ve küresel ısınma etkilerinin iklim değişiklikleriyle kendini göstermesi alternatif enerji kaynaklarına olan ilgiyi arttırmaktadır [1]. Küresel ısınma potansiyeli (GWP) çok düşük ve ozon tabakasını delme potansiyeli (ODP) sıfır olan alternatif soğutucu akışkanlar soğutma çevrimlerinde tercih edilmesi iyi bir çözümdür [2-4]. Bu nedenle soğutma çevrimlerinde çevreye zararlı olan kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HCFC) içeren soğutucu akışkanlar yerini hidroflorokarbonlara (HFC) ve karbon dioksit gibi doğal soğutucu akışkanlara bırakacaktır [5]. Ucuz ve kolay bulunabilen CO₂'nin kritik basınç ve sıcaklığı sırasıyla 31,6 °C ve 73,8 kPa'dır [4].

Soğutucu akışkan olarak CO₂'nin (R744) kullanıldığı soğutma çevrimi basit buhar sıkıştırma soğutma çevrimi prensibiyle çalışır [6]. Soğutucu akışkan olarak CO₂'nin özgül ısısının ve termal iletkenliğinin yüksek olması, viskozitesinin düşük olması gibi avantajlarının yanı sıra ODP değerinin sıfır, GWP değerinin ise birden küçük olması nedeniyle literatürde çok fazla araştırmalara konu olmuştur [7]. Kritik sıcaklık ve basıncının düşük olması nedeniyle bu soğutma çevrimi kritik nokta üzerinde gerçekleşmektedir. Aksu ve Kurt [8], buharlaştırıcı çıkışında soğutucu akışkanın doymuş buhar olarak kabul edildiği CO₂ ile çalışan kritik basınç üstü bir ısı pompasının hem ısıtma hem soğutma karakteristikleri incelemiştir. Buna göre -15°C ile 0 °C buharlaşma ve 30°C ile 45°C gaz soğutucu çıkış sıcaklık değerleri aralığında ısıtma ve soğutma etkinlik katsayılarını hesaplamış ve optimum gaz soğutucu basınçları belirlemiştir. Özgür ve arkadaşları [9] kritik nokta üstü CO₂ soğutma çevrimleri için optimum gaz soğutucu basıncını sistemdeki buharlaşma sıcaklığının ve gaz soğutucudan çıkış sıcaklığının bir fonksiyonu olarak elde etmiştir. Gullo ve arkadaşları [10], aşırı kızgınlık ve aşırı soğuma değerlerini 5 K kabul edip iki kompresörlü paralel sıkıştırma CO₂ soğutma çevrimini ekserjetik yönüyle geleneksel CO₂ çevrimiyle kıyaslamıştır. Tao ve arkadaşları [11], iç ısı değiştiricili transkritik CO₂ soğutma

çevrimi ile çalışan konut iklimi kurmuş ve deneysel verileri kullanarak ikinci yasa analizi yapmıştır. Soğutma tarafındaki ve gaz soğutucu tarafındaki hava giriş sıcaklıkları, hızları ve buharlaşma sıcaklığı gibi çalışma şartlarının sistem performansı ve toplam ekserji verimi üzerine etkilerini incelemiştir.

Literatürde CO₂ soğutma çevriminde bir takım iyileştirmelerin yapılarak sistemin verim artışlarının incelendiği çok fazla çalışma bulunmaktadır. Özay ve Güngör [3], iç ısı değiştiricili CO₂ soğutma çevriminin enerji analizini yaparak çevrimin maksimum performans değerini sağlayan optimum gaz soğutucu basıncını hesaplamıştır. Buharlaştırıcı çıkışında aşırı kızgınlık değeri 5 K kabul etmiş. Fartaj ve arkadaşları [12], iç ısı değiştiricili CO₂ soğutma çevriminin performansını etkileyen ana faktörleri tanımlamak üzere enerji, ekserji ve entropi yöntemleriyle termodinamik analizi yaparak sistemin soğutma performans katsayılarını hesaplamıştır. Sarkar ve arkadaşları [13], hem ısıtma hem soğutma uygulamaları için iç ısı iç ısı değiştiricili CO₂ soğutma çevriminin gaz soğutucusundaki su sıcaklığı, çevre hava sıcaklığı, kompresör hızı ve ısı transfer alanı oranı gibi değişik çalışma parametrelerinin bileşenlerin tersinmezliklere ve sistemin ekserji verimine olan etkilerini incelemiştir. İç ısı değiştiricisinin kullanıldığı kullanılmadığı çevrimlerde soğutucu akışkanın buharlaştırıcıyı doymuş buhar veya kızgın buhar olarak terk ettiği kabul edilebilir. Shariatzadeh ve arkadaşları [14], çalışma akışkanı CO₂ olan iç ısı değiştiricili kullanılan ve kullanılmayan, basınç düşümü için kısımla vanası veya genişleticili kullanılan toplam dört farklı tipte kritik basınç üstü soğutma çevriminde buharlaşma ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığının soğutma performans katsayısı ve ekserji verimine olan etkisini incelemiştir. Wang ve arkadaşları [15], iç ısı değiştiricili, basınç kontrol elemanlı ve çift genişleme elemanlı kritik nokta üstü CO₂ soğutma çevrimlerinin performanslarını geleneksel soğutma çevrimle kıyaslamıştır. Ayrıca gaz soğutucu çıkışındaki soğutucu akışkan ve buharlaşma sıcaklıklarının bir fonksiyonu olarak en uygun gaz soğutucu basıncı nümerik yöntemlerle elde etmiştir. Bellos ve Tzivaniadis [16] gaz soğutucu

çıkışında R134a ve LiBr-H₂O çalışma çifti ile çalışan buhar sıkıştırma çevrimiyle aşırı soğutmalı kritik nokta üstü CO₂ soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlar ve basit CO₂ soğutma çevrimiyle kıyaslamışlardır.

Kılıç [17], farklı buharlaşma ve gaz soğutucu çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklıkları için tek kademeli ve iki kademeli CO₂ soğutma çevrimin performans katsayılarını karşılatmıştır. Bai ve arkadaşları [18], ejektör genişlemeli transkritik CO₂ soğutma çevriminde buharlaştırıcı çıkışındaki soğutucu akışkanı doymuş buhar kabul etmiş ve kompresörün basma basıncı ile kompresörün izantropik veriminin sistemin ekserji verimi üzerine etkilerini incelemiştir. Bellos ve Tzivanidis [19], sadece temel elemanlardan oluşan transkritik CO₂ soğutma çevrimini referans alarak, iç ısı değiştiricili, paralel sıkıştırma, iki kademeli sıkıştırma ve gaz soğutucudan sonra mekanik soğutmalı olmak üzere farklı konfigürasyonlardaki çevrimlerin farklı buharlaşma ve gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarındaki performanslarını karşılatmıştır.

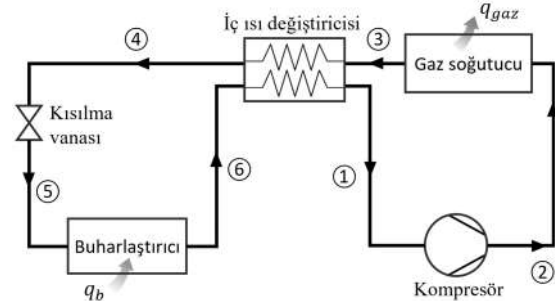
Literatürde farklı iyileştirmelerin uygulandığı transkritik CO₂ soğutma çevrimleri için en uygun gaz soğutucu basıncı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarının belirlenmesi için çok fazla çalışma bulunmaktadır ancak buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanın kuruluk derecesinin sistem performansına etkisinin incelendiği çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışmada, buharlaştırıcı çıkışındaki soğutucu akışkanın kızdırılması için iç ısı değiştiricisi kullanılan kritik nokta üstü CO₂ soğutma çevrimi incelenmiştir. Tasarım parametreleri olarak iç ısı değiştiricisinde soğutucu akışkanın aşırı kızgınlık değeri ile buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanın kuruluk derecesinin sistem performansına etkilerinin hesaplanabilmesi için buharlaşma sıcaklığı 0 °C, gaz soğutucu basıncı 10 MPa alınmıştır. Tasarım parametrelerinin sistem performansına etkisini inceleyebilmek için sistemin tüm elemanlarına ve tamamına enerji ve ekserji analizi uygulanmış ve her bir elemanın enerji geçiş miktarı, ekserji yıkımı, entropi üretimi ve ekserji verimi ve tüm toplam ekserji yıkımı, toplam entropi üretimi ve

performans katsayısı ile çevrimin ekserji verimi hesaplanmıştır.

2. MATERYAL VE METOT

Kritik nokta üstü CO₂ soğutma çevriminde, konvansiyonel soğutma çevrimindeki yoğuşturucu ünitesi yerine soğutucu akışkanın yoğuşturucu dış ortama ısı attığı gaz soğutucu ünitesi bulunmaktadır.

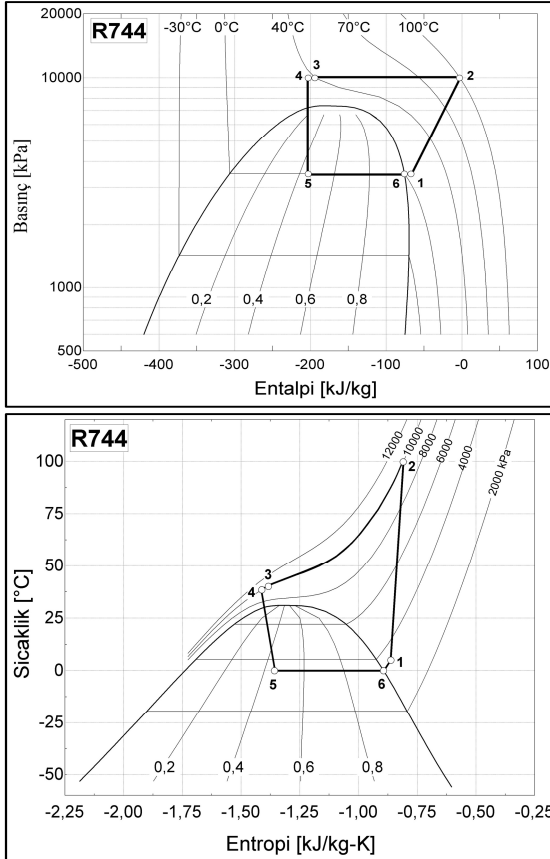
Şekil 1’de şematik olarak gösterilen soğutma çevriminde, kompresöre sıvı soğutucu akışkan girmesinin önlenmesi için buharlaştırıcı çıkışına iç ısı değiştiricisi yerleştirilmiştir. Bu ısı değiştiricisi buharlaştırıcı çıkışında soğutucu akışkanın sıcaklığını yükseltirken, gaz soğutucusu çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklığının düşmesine, dolayısıyla sistemin performansının artmasına yardımcı olmaktadır. İç ısı değiştiricili kritik nokta üstü CO₂ soğutma çevriminin basınç-entalpi (P-h) ve sıcaklık-entropi (T-s) diyagramlarında gösterimi Şekil 2’de verilmiştir.



Şekil 1. İç ısı değiştiricili CO₂ soğutma çevriminin şematik gösterimi [11]

Buharlaştırıcıda 0°C sıcaklığında soğutucu akışkan buharlaşırken ve gaz soğutucuda ise soğutucu akışkan 10 MPa basınçta dış ortama ısı atarken basınçlar sabit kalmaktadır. Soğutucu akışkan, yüksek basınçtan buharlaşma basıncına genişleme vanası yardımıyla kısılırken ısı ve iş etkileşimi olmaz. Diğer taraftan kompresörde soğutucu akışkanın basıncın adyabatik olarak yükseltilir. Buharlaştırıcı çıkışındaki aşırı kızgınlık değeri 0 ile 30°C, buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkanın kuruluk derecesi ise 0,1 ile 0,9 aralığı

için hesaplamalar yapılmıştır. İç ısı değiştiricisinin soğutucu akışkanını kızdırma derecesi yüksek basınç hattındaki soğutucu akışkanın aşırı soğutma miktarını etkilemektedir. Kuruluk derecesi gaz soğutucusu çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklığını da belirlemektedir.



Şekil 2. İç ısı değiştiricili CO₂ soğutma çevriminin basınç-entalpi ve sıcaklık-entropi diyagramları [3]

3. TERMODİMİK ANALİZ

İç ısı değiştiricili kritik nokta üstü CO₂ soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizi yapılırken aşağıdaki kabuller kullanılmıştır.

- Tüm hal değişimleri kararlıdır ve kimyasal ve nükleer tepkimeler meydana gelmemiştir.

- Sistemin ve sistemi meydana getiren tüm elemanların kinetik ve potansiyel enerji değişimleri yoktur.
- Temel elemanlar arasındaki borularda ısı geçişi ve sürtünme kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kompresör, genleşme vanası ve iç ısı değiştiricisindeki hal değişimleri adyabatiktir.
- Kompresörün izantropik verimi 0,7 ve iç ısı değiştiricisinin etkinliği 1'dir.
- Soğutulan ortamın sıcaklığı buharlaştırıcı sıcaklığından 8 derece daha yüksek, dış ortamın sıcaklığı ise gaz soğutucu çıkış sıcaklığından 5 derece düşük kabul edilmiştir.

Şekil 1'de gösterilen iç ısı değiştiricili kritik nokta üstü CO₂ soğutma çevriminin için Şekil 2'de gösterilen P-h veya T-s diyagramları kullanılarak hal noktalarının entalpi ve entropi değerleri bulunur. Enerji ve ekserji dengeleri sırasıyla;

$$E_{1s1,g} + E_{küt1e,g} - E_{1s1,ç} = \Delta E_{sis} \quad (1a)$$

$$Ex_{1s1,g} + Ex_{küt1e,g} - Ex_{1s1,ç} - Ex_{yok} = \Delta Ex_{sis} \quad (1b)$$

Eşitlik 1a ve 1b şeklinde yazılır. Kütle, ısı ve iş ile birim kütle için ekserji geçişi, Eşitlik 2a, 2b ve 2c'de belirtildiği gibi hesaplanır.

$$ex_{küt1e} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2a)$$

$$ex_{1s1} = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) q_i \quad (1b)$$

$$ex_{1s1} = w \quad (2c)$$

Isı, iş ve kütle ile gerçekleşen entropi geçişleri için entropi dengesi Eşitlik 3 şeklinde ifade edilir [20].

$$S_g - S_ç + S_{üret} = \Delta S_{sis} \quad (3)$$

Sürekli akışlı ısı sistemler için sistemin enerji, ekserji ve entropi değişimleri sıfırdır.

Sistemi oluşturan elemanlar için ekserji verimi;

$$\eta_{II, sistem} = \frac{\text{elde edilen ekserji}}{\text{sağlanan ekserji}} \quad (4)$$

Eşitlik 4 ile elde edilebilir. Enerji, ekserji ve entropi dengeleri CO₂ soğutma çevriminin tüm elemanlarına uygulanırsa aşağıdaki eşitlikler elde edilir. Kompresör için (Eşitlik 5a, 5b, 5c, 5d);

$$w_{\text{komp}}=(h_2-h_1) \quad (5a)$$

$$ex_{\text{yok}}=(\varepsilon_1-\varepsilon_2)+w_{\text{komp}} \quad (5b)$$

$$s_{\text{üret,komp}}=(s_2-s_1) \quad (5c)$$

$$\eta_{\text{II,komp}}=(\varepsilon_2-\varepsilon_1)/w_{\text{komp}} \quad (5d)$$

Gaz soğutucu için (Eşitlik 6a, 6b, 6c, 6d);

$$q_{\text{gaz}}=(h_2-h_3) \quad (6a)$$

$$ex_{\text{gaz}}=(\varepsilon_2-\varepsilon_3)-\left(1-\frac{T_0}{T_H}\right)q_{\text{gaz}} \quad (6b)$$

$$s_{\text{üret,gaz}}=(s_3-s_2)+q_{\text{gaz}}/T_H \quad (6c)$$

$$\eta_{\text{II,gaz}}=\frac{\left(1-\frac{T_0}{T_H}\right)q_{\text{gaz}}}{(\varepsilon_2-\varepsilon_3)} \quad (6d)$$

İç ısı değiştiricisi için (Eşitlik 7a, 7b, 7c, 7d);

$$(h_3-h_4)+(h_6-h_1)=0 \quad (7a)$$

$$ex_{\text{id}}=(\varepsilon_3-\varepsilon_4)+(\varepsilon_6-\varepsilon_1) \quad (7b)$$

$$s_{\text{üret,id}}=(s_4-s_3)+(s_1-s_6) \quad (7c)$$

$$\eta_{\text{II,id}}=\frac{(\varepsilon_1+\varepsilon_4)}{(\varepsilon_6+\varepsilon_3)} \quad (7d)$$

Genleşme elemanında ısı ve iş etkileşimi olmadığı için $h_4=h_5$ olur (Eşitlik 8a, 8b, 8c).

$$ex_{\text{gen}}=(\varepsilon_4-\varepsilon_5) \quad (8a)$$

$$s_{\text{üret,gen}}=(s_5-s_4) \quad (8b)$$

$$\eta_{\text{II,gen}}=\varepsilon_5/\varepsilon_4 \quad (8c)$$

Buharlaştırıcı için (Eşitlik 9a, 9b, 9c, 9d);

$$q_{\text{buhar}}=(h_6-h_5) \quad (9a)$$

$$ex_{\text{buhar}}=(\varepsilon_5-\varepsilon_6)+\left(1-\frac{T_0}{T_L}\right)q_{\text{buhar}} \quad (9b)$$

$$s_{\text{üret,buhar}}=(s_6-s_5)-q_{\text{buhar}}/T_L \quad (9c)$$

$$\eta_{\text{II,buhar}}=\frac{\left(1-\frac{T_0}{T_L}\right)q_{\text{buhar}}}{(\varepsilon_6-\varepsilon_5)} \quad (9d)$$

Tüm sistemin toplam ekserji yıkımı ile ve entropi üretimi Eşitlik 10a ve 10b şeklinde yazılabileceği gibi

$$ex_t=\left(1-\frac{T_0}{T_L}\right)q_{\text{buhar}}-\left(1-\frac{T_0}{T_H}\right)q_{\text{gaz}}+w_{\text{komp}} \quad (10a)$$

$$s_{\text{üret,t}}=q_{\text{gaz}}/T_H-q_{\text{buhar}}/T_L \quad (10b)$$

toplam ekserji yıkımı ile toplam entropi üretimi, sistemi oluşturan tüm elemanların ekserji yıkımları toplamı ile tüm elemanların entropi üretimleri toplamından da elde edilebilir. ($ex=T_0s_{\text{üret}}$ olduğu unutulmamalıdır.)

Soğutma sisteminin performans katsayısı, soğutulan ortamdaki çekilen ısı miktarının harcanması gereken iş miktarına oranıdır. Buna göre çevrimin soğutma performans katsayısı ile aynı iç ve dış ortam sıcaklıklarında çalışacak Carnot çevriminin performans katsayıları sırasıyla

$$COP=q_{\text{buhar}}/w_{\text{komp}} \quad (11a)$$

$$COP_C=\frac{T_L}{T_H-T_L} \quad (11b)$$

Eşitlik 11a ve 11b şeklinde ifade edilir. Soğutma makinelerinde ekserji verimi performans katsayısının, aynı şartlarda çalışan Carnot çevriminin performans katsayısına oranı Eşitlik 12'de verilmiştir [21].

$$\eta_{\text{II,sistem}}=COP/COP_C \quad (12)$$

4. BULGULAR

Buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkanın kuruluk derecesinin 0,4 olduğu ve çıkışında 5 °C kızdırıldığı durum için iç ısı değiştiricili CO₂ soğutma çevriminin hal noktalarının sıcaklık, basınç, entalpi, entropi ve akış ekserji değerleri ile çevrimde gerçekleşen enerji geçişi, ekserji yıkımı, entropi üretimi değerleri ve soğutma performans katsayısı ve ekserji verimleri Çizelge 1’de

verilmiştir. Soğutma performans katsayısı 2,16 olan CO₂ soğutma çevriminde gaz soğutucusu çıkışındaki sıcaklık 37,7°C ve çevrimin ekserji verimi %18,96 olarak hesaplanmıştır. Ekserji yıkımı en fazla kompresörde (15,77 kJ/kg), en az iç ısı değiştiricisinde (1,047 kJ/kg) gerçekleşmiştir. Ekserji veriminin en yüksek olduğu eleman %99,75 ile iç ısı değiştiricisi; %19,75 ile gaz soğutucusudur.

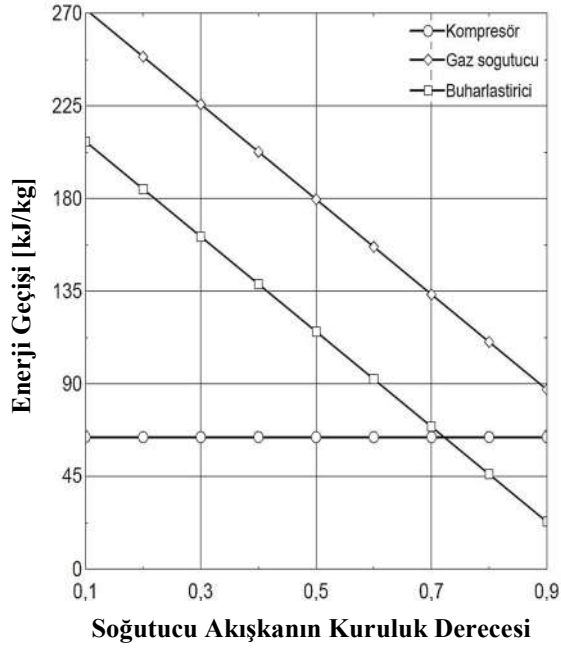
Çizelge 1. Soğutucu akışkanın kuruluk derecesi 0,4 ve kızgınlık değeri 5 °C için iç ısı değiştiricili kritik nokta üstü CO₂ soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizinin sonuçları

Hal	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ε (kJ/kg)
0	27,0	101,325	0,7653	0,00350	
1	5,0	3485	- 67,192	- 0,86215	191,865
2	99,8	10000	- 2,9373	- 0,80959	240,346
3	37,7	10000	- 205,73	- 1,42116	221,118
4	35,7	10000	- 214,42	- 1,44921	220,846
5	0,0	3485	- 214,42	- 1,40086	206,333
6	0,0	3485	- 75,884	- 0,89368	192,639

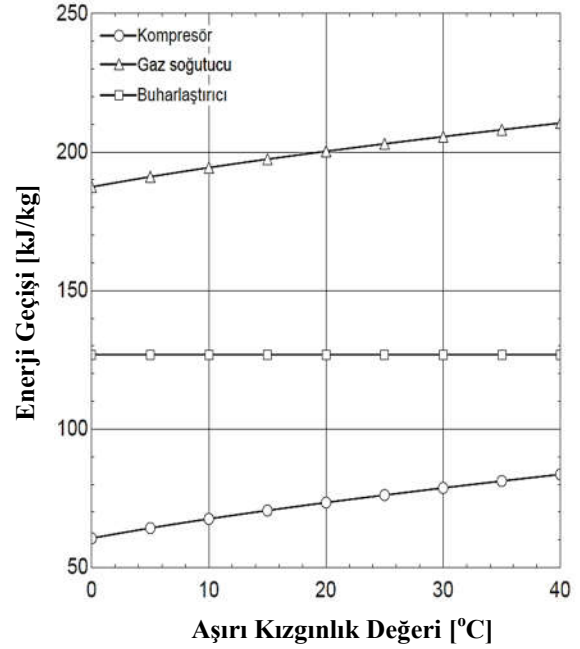
Bileşen	Enerji transferi (kJ/kg)	Performans katsayısı, COP	Ekserji yıkımı (kJ/kg)	Entropi üretimi (kJ/kgK)	Ekserji verimi (%)
Kompresör	64,25		15,77	0,05255	75,45
Gaz soğutucu	- 202,79		15,43	0,05141	19,75
İç ısı değiştiricisi	0		1,047	0,00349	99,75
Genleşme vanası	0		14,51	0,04835	93,43
Buharlaştırıcı	138,53		4,332	0,01443	68,37
Toplam	0	2,156	51,09	0,17023	18,96

Buharlaştırıcının soğutulan ortamdaki aldığı ısı, gaz soğutucusunun attığı ısı ve kompresördeki sıkıştırma işinin buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkanın kuruluk derecesine göre değişimi Şekil 3’te, kızgınlık değerine göre değişimi ise Şekil 4’te gösterilmiştir. Kuruluk derecesi 0,1’den 0,9’a artırıldığında kompresör işi hiç değişmezken, buharlaştırıcının aldığı ısı miktarı 207,80 kJ/kg’dan 23,09 kJ/kg’a; gaz

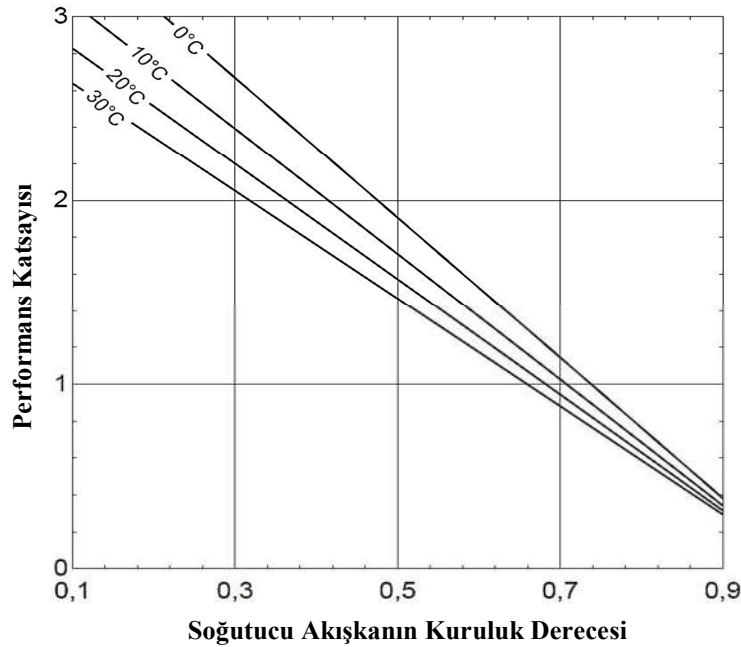
soğutucusundan atılan ısı miktarı da 272,06 kJ/kg’dan 87,34 kJ/kg’a doğrusal bir şekilde düşmüştür. Kızgınlık değeri 0 °C’den 40°C’ye artırıldığında buharlaştırıcının aldığı ısı miktarı (126,83 kJ/kg) hiç değişmezken, kompresör işi 60,56 kJ/kg’dan 83,64 kJ/kg’a; gaz soğutucusundan atılan ısı miktarı da 187,39 kJ/kg’dan 210,47 kJ/kg’a yükselmiştir.



Şekil 3. Isı ve iş geçişlerinin buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkanın kuruluk derecesine göre değişimi



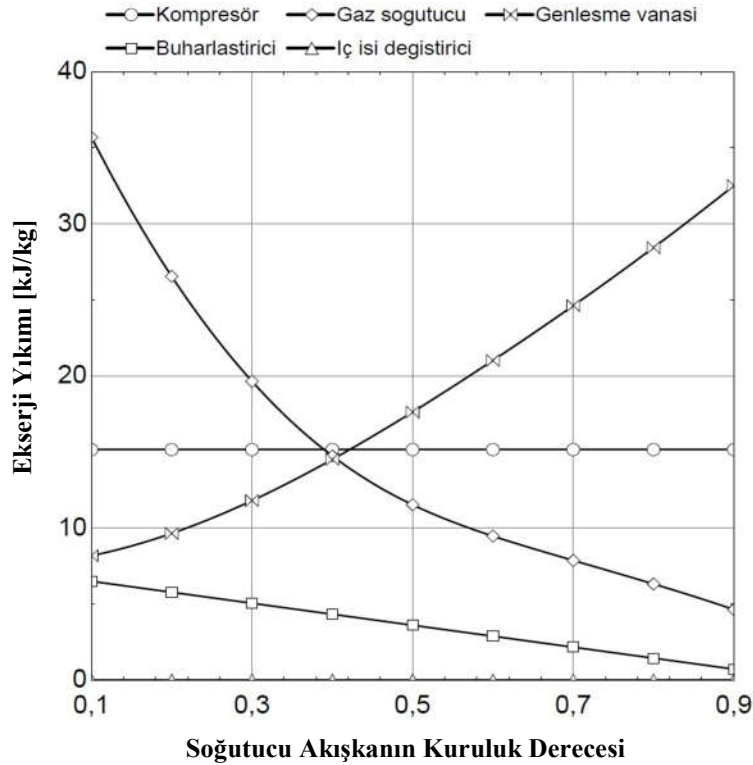
Şekil 4. Isı ve iş geçişlerinin soğutucu akışkanın kızgınlık derecesine göre değişimi



Şekil 5. Soğutma performans katsayısının farklı kızgınlık değerleri için soğutucu akışkanın kuruluk derecesine göre değişimi

Çevrimi oluşturan tüm elemanların ekserji yıkımlarının kuruluk derecesine göre nasıl değiştiği Şekil 6'da sunulmuştur. Kuruluk derecesinin 0,1'den 0,9'a yükselmesi genişleme vanasındaki ekserji yıkımını 8,179 kJ/kg'dan 32,52 kJ/kg'a çıkarırken, olumlu yönde en fazla değişimin gözlemlendiği gaz soğutucusunda ekserji

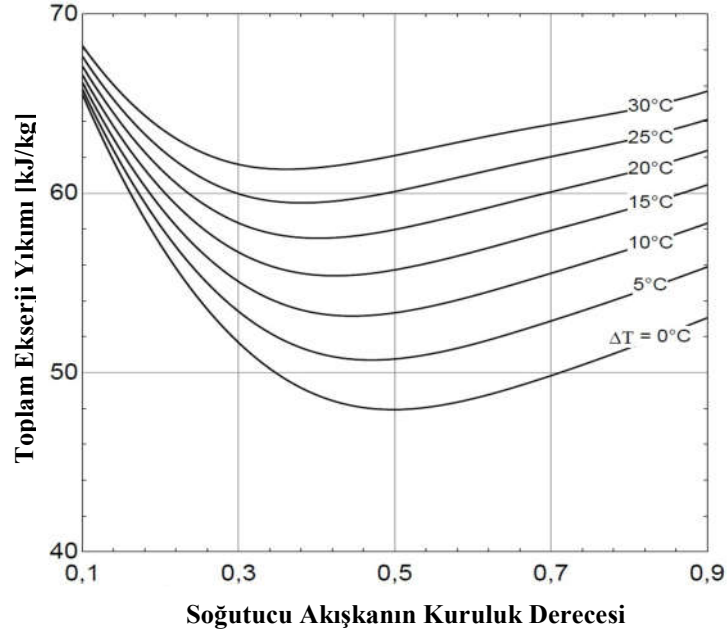
yıkımını 35 kJ/kg'dan 5,332 kJ/kg'a; buharlaştırıcıda 6,50 kJ/kg'dan 0,722 kJ/kg düşürmüştür. Ekserji yıkımının en az olduğu iç ısı değiştiricisinde de kuruluk derecesiyle ekserji yıkımı 0,379 kJ/kg'dan 1,544 kJ/kg yükselmiştir. Kompresördeki ekserji yıkımı ise 15,77 kJ/kg değerinde sabit kalmıştır.



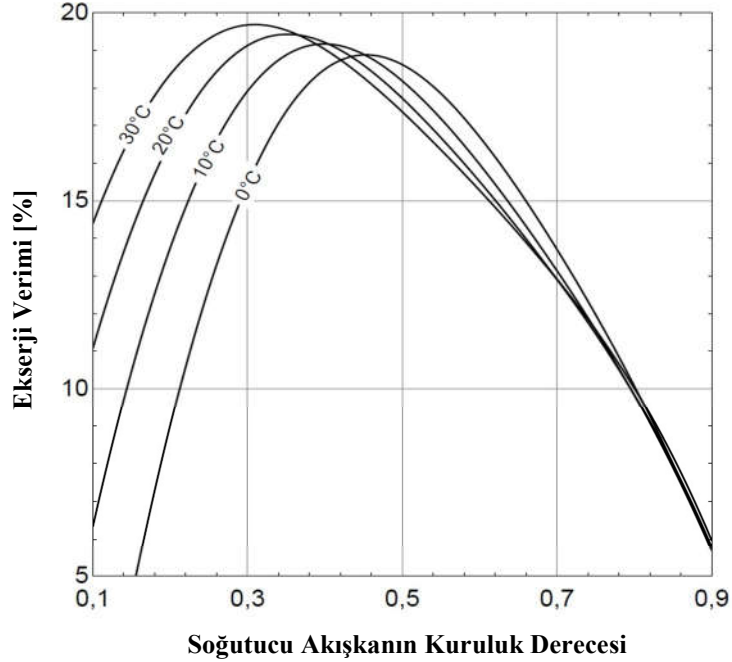
Şekil 6. Ekserji yıkımlarının soğutucu akışkanın kuruluk derecesine göre değişimi

Şekil 7'de farklı kızgınlık değerleri için soğutma çevriminin tamamındaki ekserji yıkımının kuruluk derecesine göre değişimi gösterilmiştir. Kızgınlık değeri 5°C iken 0,47 kuruluk derecesinde sistemin ekserji yıkımının en düşük değeri (50,69 kJ/kg) elde edilmiştir. Kızgınlık derecesi yükseldikçe toplam ekserji yıkımı yükselmekte ve en düşük yıkımın elde edileceği kuruluk derecesi ise 0,3'e yaklaşmaktadır. Örneğin kızgınlık değeri 0°C iken en düşük toplam ekserji yıkımı (47,9 kJ/kg) 0,49 kuruluk derecesinde; kızgınlık değeri 30°C iken en düşük toplam ekserji yıkımı (61,34 kJ/kg) 0,36 kuruluk derecesinde elde edilmiştir.

Farklı kızgınlık değerleri için soğutma çevriminin ekserji veriminin kuruluk derecesine göre değişimi Şekil 8'de verilmiştir. Kızgınlık değeri 0°C iken en yüksek ekserji verimi (%18,9) 0,45 kuruluk derecesinde; kızgınlık değeri 30°C iken en yüksek ekserji verimi (%19,7) 0,31 kuruluk derecesinde elde edilmiştir. Ekserji verimi kızgınlığın artmasıyla çok az miktarda da olsa artmaktadır; örneğin kuruluk derecesi 0,4 iken kızgınlık değeri 0°C'den 30°C'de yükseldiğinde ekserji verimi %18,5'tan %19,03'e yükselmiştir.



Şekil 7. Toplam ekserji yıkımının farklı kızgınlık değerleri için soğutucu akışkanın kuruluk derecesine göre değişimi



Şekil 8. Ekserji veriminin farklı kızgınlık değerleri için soğutucu akışkanın kuruluk derecesine göre değişimi

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada iç ısı değiştiricili kritik nokta üstü CO₂ soğutma çevrimin için en uygun buharlaştırıcı girişindeki kuruluk derecesi ile buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık değerinin belirlenmesi amacıyla enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Yapılan kabuller ve belirlenen çalışma şartları çerçevesinde bu çalışmada incelenen çevrim için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- a) Soğutma performans katsayısı, kuruluk derecesi 0,3'ten 0,4; 0,4'ten 0,5'e çıkarken sırasıyla %14,3 ve %16,7 düşmüştür. Kızgınlık değerinin 5°C'den 10°C'ye yükselmesi ile %4,9 azalırken daha yüksek kızgınlık değerlerinin 40°C'lere yükselmesiyle azalma yüzdesi %2,9'lara düşmektedir.
- b) Toplam ekserji yıkımının en düşük olması tercih edildiği için en düşük toplam ekserji yıkımı 5°C kızgınlıkta, kuruluk derecesi 0,47; 30 °C kızgınlıkta ise 0,36 elde edilmiştir.
- c) En yüksek ekserji verimi 5°C kızgınlıkta, 0,42 kuruluk derecesinde; 30°C'de ise 0,31 kuruluk derecesinde elde edilmiştir.

6. KAYNAKLAR

1. Bilgili, M., Şimşek, E., Karaçaylı, İ., 2016. Bir Split Klimanın Farklı Atmosfer Hava Sıcaklıklarında Enerji ve Ekserji Analizi, 1st International Conference on Engeneering Technology and Applied Sciences Afyon Kocatepe University, 703-708.
2. Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H., Erbil, S., 2011. R744 (CO₂) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO₂) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarımı, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
3. Akdemir, Ö., Güngör, A., 2010. CO₂ Soğutma Çevrimlerinin Maksimum Performans Analizi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 30(2), 37-43.
4. Özcan, H.G., Günerhan, H., Yaldirak, H., 2013. Alternatif Soğutkan Karbondioksit ve Otobüs Klimalarında Uygulaması. XI. Teskon, İzmir, 653-697.
5. Yamasaki, H., Yamanaka, M., Matsumoto, K., Shimada, G., 2004. Introduction of Transcritical Refrigeration Cycle Utilizing CO₂ as Working Fluid, International Compressor Engineering Conference, Purdue University.
6. Danfoss A/S, 2008, Transcritical Refrigeration Systems with Carbon Dioxide, Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division.
7. Kim, M.H., Pettersen, J., Bullard, C.W., 2004, Fundamental Process and System Design Issues in CO₂ Vapor Compression Systems, Prog. Energy Combust. Sci., 30(2), 119-174.
8. Aksu, B., Kurt, H., 2014. CO₂ Soğutucu Akışkanlı Isı Pompasının Soğutma ve Isıtma Karakteristiklerinin İncelenmesi, 2nd Int. Sym. on Inno. Tech. in Eng. and Sci., Karabük, 1074-1083.
9. Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C., Akdağ, A.E., 2009. Kritik Nokta Üstü Çevrimli CO₂ Soğutma Sistemlerinde Optimum Gaz Soğutucu Basıncı: Yeni Bir Korelasyon, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 29(2), 23-28.
10. Gullo, P., Elmegaard, B., Cortella, G., 2015. Energetic, Exergetic and Exergoeconomic Analysis of CO₂ Refrigeration Systems Operating in Hot Climates, The 28th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, France.
11. Tao, Y.B., He, Y.L., Tao, W.Q., 2010. Exergetic Analysis of Transcritical CO₂ Residential Air-Conditioning System Based on Experimental Data, Applied Energy, 87, 3065-3072.
12. Fartaj, A., Ting, D.S.K., Yang, W.W., 2004. Second Law Analysis of The Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle, Energy Conversion and Management, 45, 2269-2281.
13. Sarkar, J., Bhattacharyya, S., Gopal, M.R., 2005. Transcritical CO₂ Heat Pump Systems: Exergy Analysis Including Heat Transfer and Fluid Flow Effects, Energy Conversion and Management, 46, 2053-2067.
14. Shariatzadeh, O.J., Abolhassani, S.S., Rahmani, M., Nejad, M.Z., 2016. Comparison of Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle with Expander and Throttling Valve Including/Excluding Internal Heat Exchanger:

- Exergy and Energy Points of View, Applied Thermal Engineering, 93, 779–787.
15. Wang, Z., Han, F., Sunden, F., 2018. Parametric Evaluation and Performance Comparison of a Modified CO₂ Transcritical Refrigeration Cycle in Air-Conditioning Applications, Chemical Engineering Research and Design, 131, 617-625.
 16. Bellos, E., Tzivanidis, C., 2019. CO₂ Transcritical Refrigeration Cycle with Dedicated Subcooling: Mechanical Compression vs. Absorption Chiller, Applied Sciences, 9, 1605.
 17. Kılıç, B., 2017. Kritik Nokta Üzeri Çalışan Karbondioksitli Soğutma Çevrimlerinin Karşılaştırmalı Performans Analizi, Karaelmas Fen ve Mühendislik Dergisi, 8(2), 510-514.
 18. Bai, T., Yu, J., Yan, G., 2016. Advanced Exergy Analyses of an Ejector Expansion Transcritical CO₂ Refrigeration System, Energy Conversion and Management, 126, 850–861.
 19. Bellos, E., Tzivanidis, C., 2019. A Comparative Study of CO₂ Refrigeration Systems, Energy Conversion and Management: X, 1, Article 100002.
 20. Yılmaz, A., Yılmaz, T., 2016. Çapraz Akışlı Paralel Borulu Boru Demetinde Entropi Üretiminin Analitik ve Deneysel Olarak İncelenmesi, Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 31(1), 223-230.
 21. Cengel, Y.A., Boles, M.A., 2015. Thermodynamic: An Engineering Approach. McGraw-Hill Education, New York.

η : Verim (%)

Δ : Fark

Alt indisler

0 : Ölü hal, referans

1, 2, ... : Çevrim noktaları

II : Verim için ikinci yasa veya ekserji

C : Carnot çevrimi

komp : Kompresör

ç : Çıkış

buhar : Buharlaştırıcı

g : Giriş

gaz : Gaz soğutucu

gen : Genleşme elemanı

H : Yüksek sıcaklıktaki dış ortam

ıd : İç ısı değiştiricisi

L : Düşük sıcaklıktaki soğutulan ortam

sis : sistem

t : Toplam

üret : Üretilen

yok : Yokolan

Kısaltmalar

COP : Performans katsayısı

CFC : Kloroflorokarbon

GWP : Küresel ısınma potansiyeli

HCFC : Hidrokloroflorokarbon

HFC : Hidroflorokarbon

ODP : Ozon delme potansiyeli

SEMBOLLER

E, e : Enerji (kJ), özgül enerji (kJ/kg)

Ex, ex : Ekserji (kJ), özgül ekserji (kJ/kg)

h : Özgül entalpi (kJ/kg)

P : Mutlak basınç (kPa)

q : Isı transferi miktarı (kJ/kg)

S, s : Entropi (kJ/K), özgül entropi (kJ/kgK)

T : Sıcaklık ($^{\circ}C$ veya K)

w : İş transferi miktarı (kJ/kg)

x : Kuruluk derecesi ($^{\circ}C$ veya K)

ε : Akış ekserjisi (kJ/kg)

