

CO₂ Akışkanlı Isı Pompası Sistemlerinin Mahal Isıtma Amaçlı Kullanımı

Arif Emre ÖZGÜR

Doç. Dr.

SDÜ Teknoloji Fakültesi Dekanlığı Enerji

Sistemleri Mühendisliği

Isparta

emreozgur@sdu.edu.tr

Ahmet KABUL

Yrd. Doç. Dr.

SDÜ Teknoloji Fakültesi Dekanlığı Enerji

Sistemleri Mühendisliği

Isparta

ahmetkabal@sdu.edu.tr

Hilmi Cenk BAYRAKÇI

Doç. Dr.

SDÜ Teknoloji Fakültesi Dekanlığı Enerji

Sistemleri Mühendisliği

Isparta

cenkbayrakci@sdu.edu.tr

ÖZET

Günümüzde enerji verimliliğinin öneminin artışıyla, mahal ısıtma ve soğutmasında doğal kaynaklardan faydalanılan ısı pompası sistemlerinin kullanımı yaygınlaşmaktadır. Ayrıca çevre duyarlılığının da artmasıyla, atmosfere ve ozon tabakasına zarar vermeyen, küresel ısınma potansiyeli düşük, ozon delme potansiyeli olmayan doğal akışkanların kullanıldığı sistemler kullanılmaktadır. Bu sistemlerde kullanılan akışkanlardan biri de CO₂'dir. CO₂ atmosferde doğal olarak bulunan, küresel ısınma potansiyeli 1 (bir) değerinde, ozon delme potansiyeli 0 (sıfır) olan bir akışkan olup, özellikle ticari soğutma sistemleri ve ısı pompalarında tercih edilmektedir. Bu çalışmada, iki kademeli transkritik CO₂ akışkanlı bir ısı pompası sisteminin mahal ısıtma amacıyla kullanımı incelenmiştir. Sistem için farklı çalışma şartları dikkate alınarak performans analizi yapılmıştır. Mahal ısıtması için iki bölgeli bir gaz soğutucu seçilmiştir. Su ve hava kaynaklı olan bu gaz soğutucunun etkinlikleri ve kompresör izentropik verimleri literatürden elde edilmiştir. EES (Engineering Equation Solver) yazılımı ile sistemin parametrik analizi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar grafikler ile sunulmuştur. Sistemin mahal ısıtma uygulamaları için uygunluğu tartışılmıştır. CO₂ soğutkanlı ısı pompalarının ısıtma tesir katsayılarının oldukça yüksek olabileceği görülmüştür. İki kademeli sıkıştırma ve kısma valfi öncesinde CO₂'nin sıcaklığının mahal ısıtıcısı ve iç ısı değiştirici bileşenler ile oldukça düşürülmesi ile rekabetçi bir performansın elde edilebileceği görülmektedir.

Anahtar Kelimeler: CO₂, Isı Pompası, Performans, Mahal Isıtma.

ABSTRACT

Today, use of heat pump systems, in which natural sources have been benefited by space heating and cooling, has become widespread thanks to the enhancement of importance of energy productivity. As a result of increasing environmental awareness, the natural fluid systems are being used nowadays which are harmless to the atmosphere and ozone layer, have the low potential of global warming and have not the Ozone depletion potential. One of the refrigerants used in these systems is CO₂. CO₂ is a refrigerant especially preferred in commercial refrigeration systems and heat pumps, which naturally takes part in atmosphere, has a one (1) value global warming potential and has a zero value of ozone depletion potential. In this study, use of a double-stage, transcritical CO₂ refrigerant heat pump system was analyzed in order for space heating. The performance analysis was done for the system by considering the different working conditions. For the space heating, a bi-zonal gas cooler has been selected. The effectiveness of this gas cooler which has a source of water and air and its isentropic efficiency of compressor were obtained from the literature. Via the EES (Engineering Equation Solver) software parametric analysis of the system was carried out. The obtained results were presented with the graphics. In addition, the suitability of the system for the space heating applications was discussed. Thus, it has been identified that heating influence coefficient of CO₂ refrigerant heat pumps might be able to be very high. Therefore, by reducing CO₂'s temperature excessively in space heater and inner heat exchanger component before the phase of the double-stage compression and expansion valve, it was identified that a competitive performance might be able to be attained.

Keywords: CO₂, Heat Pump, Performance, Space Heater.

Geliş Tarihi : 12.10.2014

Kabul Tarihi : 02.02.2015

1. GİRİŞ

Geleneksel binaların ısıtma, soğutma, aydınlatma ve elektrikli aletlerin çalıştırılması için harcanan enerji genellikle fosil yakıt kaynakları olan petrol, kömür ve doğal gazdan sağlanırken, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı çok azdır. Mevcut binalarımızda ısıtma ve soğutmada kullanılan enerji tüketimi oldukça yüksektir. Bu nedenle de enerji maliyetlerinin, ısıtma soğutma sistemlerinin seçimini ve kullanımını etkileyen en önemli parametrelerden biri olduğu söylenebilir. Bu durumda alternatif sistemler içerisinde, ısıtma ihtiyacını karşılamada ısı pompasıyla çalışan sistemler ön plana çıkmaktadır.

Türkiye’de ısı pompaları uygulamaları 1990’ların ortalarında başlamıştır. Kömür ve petrol gibi fosil yakıtların gün geçtikçe azalıyor olması, enerji maliyetinin yükselmesi ve çevre bilincinin gelişmesi nedenleriyle ülkemizde ısı pompası sistemlerinin yaygınlaşması hız kazanmıştır. Kullanılan ısı pompalarının büyük bir kısmı ısı kaynağı olarak havayı kullanmaktadır. Kış aylarında hava sıcaklığının çok değişken ve düşük seviyelerde olması ısı pompasının, ısıtma etkinliğini düşürmekte ve enerji maliyetini yükseltmektedir. Ancak, yıl boyunca yer altının belirli derinliklerinde toprak ve su kaynak sıcaklıkları fazla değişkenlik göstermemekle birlikte havaya göre yüksek sıcaklığa sahiptir. Toprağın ısı kaynağı olarak kullanılması durumunda, ısı pompasının ısıtma etkinliğini arttıracak ve enerji maliyetinde azalma sağlayacaktır.

Bilindiği üzere ısı pompaları hava, su ve toprak kaynaklı olarak çalışmaktadır. Müstakil konutlarda toprak kaynaklı ısı pompaları, son yıllarda daha çok tercih edilir olmuştur. Genelde yüksek verimli ve pahalı olması nedeniyle özel bir müşteri profili olan bu sistem, son 15 yılda sağladığı enerji tasarrufu nedeniyle, artan kullanım ve ucuzlayan fiyatlarla çok farklı bir kullanıma oturmuştur. Bugün toprak kaynaklı ısı pompaları Avrupa, Amerika’da enerji amaçlı ve Amerika’da tasarruf olarak devlet ve çevre örgütlerince tavsiye edilen bir sistem niteliğine kavuşmuştur. Ülkemizde de son zamanlarda villa ve müstakil evlerde bu sistemin kullanımı yaygınlaşmaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompalarında, birçok soğutucu

akışkan kullanılmaktadır. Küresel ısınma nedeniyle, soğutma sistemleri ve ısı pompalarında alternatif soğutucu akışkan kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. Bu akışkanlardan biri de CO₂ olup, son yıllarda özellikle ticari tip soğutucularda kullanımı giderek yaygınlaşmıştır.

Isı pompalarında ve soğutma uygulamalarında çeşitli akışkanlar kullanılmaktadır. Bunlardan en yaygın kullanılanları doğal akışkan CO₂’dir. CO₂ hacimsel ısı transfer kapasitesi yüksek bir akışkandır (0 °C için 22.545 kJ/m³). Bu değer CFC, HCFC, HFC ve HC akışkanların volümetrik ısı transfer kapasitelerine göre 3-10 kat daha yüksektir. Bu sebeple aynı kapasite değerleri için CO₂ akışkanlı sistem boyutları, diğer konvansiyonel sistemlerin boyutlarına göre küçük olmaktadır. CO₂’in kritik nokta sıcaklığı ve kritik nokta basıncı ($T_{kr} = 31,1 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_{kr} = 73,8 \text{ bar}$) sistem tasarımını etkilemektedir. Sistemden ısıtılması, kritik nokta üzerinde gerçekleşmektedir ve CO₂ bu süreçte yoğuşmamaktadır. Yoğuşma, kısılma işlemi sonrasında olmaktadır. Bu sebeple konvansiyonel sistemlerdeki yoğuşurucu yerine, CO₂ akışkanlı sistemlerde gaz soğutucu kullanılmaktadır [3, 4, 5, 6].

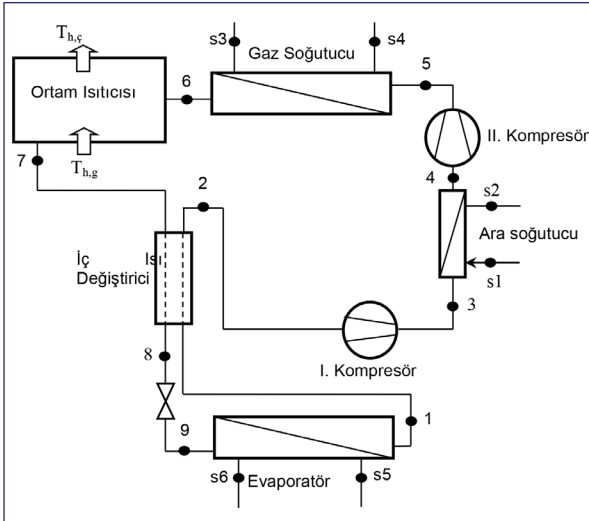
Isı pompaları bir mahallin ısıtılması veya sıcak su üretimi amaçlarıyla kullanılmaktadır. Bina ve işyeri ısıtmalarında, yerden ısıtmada, sıcak havalı sistemlerde, iklimlendirme tesislerinde ve yüzme havuzlarının ısıtılmasında kullanılırken; endüstriyel uygulamalarda, çeşitli kurutma, buharlaştırma, damıtma işlemlerinde ve süt pastörizasyon işlemlerinde kullanılabilir.

Bu çalışmada toprak kaynaklı bir ısı pompasında yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanlar yerine alternatif olarak CO₂’in kullanılarak çift kademeli ara soğutmalı ve sistem içinde iç ısı değiştiricinin bulunduğu bir sistem teorik olarak incelenmiş, örnek bir hesaplama yapılarak sistem performansına etkileri grafiklerle sunulmuştur.

2. PERFORMANS ANALİZİ

Şekilde teorik olarak modellenecek olan ısı pompası sistemi görülmektedir. Isı çekilen ortam toprak olup, çekilen ısı suya ve ortama aktarılmaktadır. Sistemde

iki kompresör bulunmakta olup, kademeli sıkıştırma yapılmaktadır. 1. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan ara soğutucuya gönderilerek su ile soğutulmaktadır. 2. Kompresörde gaz soğutucu basıncına çıkarılan soğutucu akışkan, gaz soğutucuda belli bir miktar soğutulduktan sonra, ortam ısıtıcısından geçirilmekte ve soğutucu akışkanın ısısı ortama bırakılarak, ısıtma yapılmaktadır. Buradan çıkan soğutucu akışkan iç ısı değiştiriciden geçirilirken, ısısı evaporatörden çıkan soğutucu akışkana aktarılmaktadır. Bu işlem sayesinde evaporatöre girecek olan soğutucu akışkanın sıcaklığının daha da düşmesi sağlanarak, soğutma kapasitesi artırılmakta ve 1. kompresöre giren soğutucu akışkanın kızgınlık derecesi artırılarak buhar fazında girmesi sağlanmaktadır.



Şekil 1. CO₂ Akışkanlı Isı Pompası Sisteminin Şematik Gösterimi

Analizler yapılırken sistem için aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır:

- Kompresördeki sıkıştırma adyabatik olarak gerçekleşmektedir.
- Buharlaştırıcıda toprak kaynağından çekilen ısının tamamı yoğuşturucudan soğutma suyuna atılmaktadır.
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya iç ve dış ortamdan kaynaklanan ısı transferleri ihmal edilmiştir.
- Sistemdeki tüm eşanjörler karşıt akışlı ısı eşanjörleridir.
- Kompresör ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.

2.1. Kütlelerin Korunumu

Kütlelerin korunumu ilkesi, bir hal değişimi esnasında sistemden net kütle geçişinin, aynı hal değişimi için sistemde meydana gelen toplam kütle değişimine eşit olduğunu ifade eder (Çengel ve Boles, 2008).

$$\sum \dot{m}_{\text{giren}} - \sum \dot{m}_{\text{çıkan}} = \Delta \dot{m}_{\text{sistem}} \quad (1)$$

Burada, \dot{m} kütleli debiyi temsil etmektedir. Sürekli akışlı açık sistem için, $\Delta \dot{m}_{\text{sistem}} = 0$ olur ve Denklem 2 elde edilir.

$$\sum \dot{m}_{\text{giren}} = \sum \dot{m}_{\text{çıkan}} \quad (2)$$

2.2. Enerjinin Korunumu

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ilkesini ifade eder. Enerjinin korunumu ilkesine göre bir sistemin herhangi bir çevrim esnasında toplam enerjisindeki net değişim, sisteme giren toplam enerji ile sistemden çıkan toplam enerjinin farkına eşittir. Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmindeki toplam enerji sabittir. Böylece kontrol hacmindeki toplam enerji değişimi sıfır olur. Sürekli akışlı açık sistemler için zamana bağlı enerjinin korunumu aşağıdaki şekilde yazılabilir [1, 2].

$$\sum \dot{E}_{\text{giren}} - \sum \dot{E}_{\text{çıkan}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{sistem}}}{dt} = 0 \quad (3)$$

Burada, enerji, sistemin birim zamandaki enerji değişimini ifade etmektedir. Yukarıdaki denklem, yeniden düzenlenirse Denklem 4 elde edilir.

$$\dot{E}_{\text{giren}} = \dot{E}_{\text{çıkan}} \quad (4)$$

Isı pompalarında akışkanın kontrol hacminden geçerken kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişimler ihmal edilebilir ve sürekli akışlı açık bir sistemde ısı, iş ve kütle ile aktarılan enerji için termodinamiğin birinci kanununun uygulanması sistemin her bileşeni için Çizelge 1'de verilmiştir.

Çalışmada yer alan ara kademe ısı değiştiricisi, gaz soğutucu ve iç ısı değiştiricisi için tanımlanan etkinlik değerleri sırasıyla 0,80, 0,85 ve 0,80 olarak alınmış-

tır [7, 8, 9]. Hava ısı değiştiricisine ait etkinlik değeri ise 0,40 ile 0,80 aralığında değişken olarak alınmıştır. Bu etkinliklere ait denklikler ise aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$\varepsilon_{\text{ara}} = \frac{(T_{s2} - T_{s1})}{(T_3 - T_{s1})} \quad (5)$$

$$\varepsilon_{\text{gazsogutucu}} = \frac{(T_{s4} - T_{s3})}{(T_5 - T_{s2})} \quad (6)$$

$$\varepsilon_{\text{hava,id}} = \frac{(T_{hc} - T_{hg})}{(T_6 - T_{hg})} \quad (7)$$

$$\varepsilon_{\text{iç,ısı}} = \frac{(T_7 - T_8)}{(T_7 - T_1)} \quad (8)$$

Bir ısı pompasının verimi, etkinlik katsayısı ile ifade edilir ve COP ile gösterilir ve ısı pompasının etkinlik katsayısı,

$$\text{COP} = \frac{\text{Elde edilmek istenen değer}}{\text{Harcanması gereken değer}} \quad (9)$$

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{ara}} + \dot{Q}_{\text{gazsogutucu}} + \dot{Q}_{\text{hava,id}}}{W_{c1} + W_{c2}} \quad (10)$$

olarak ifade edilir. Sistemin soğutma etkinliği aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_g}{W_{c1} + W_{c2}} \quad (11)$$

3. BULGULAR

Bir durum için çevrime ait basınç, sıcaklık, entalpi, entropi ve kütsel debi değerleri Çizelge 2’de verilmiştir. Çizelge 2 incelendiğinde, kısma valfi öncesinde CO₂’in sıcaklığının yaklaşık 12 °C gibi oldukça düşük bir değere ulaştığı görölmektedir. Bunun sebebi gaz soğutucu, hava ısıtıcısı ve iç ısı değiştiricisinde gerçekteştirilen ısı transferidir. Bu sıcaklığın düşürölmesi CO₂ soğutkanlı ısı pompalarının etkinliği açısından çok önemlidir.

Çizelge 1. ısı Pompası Sisteminin Denge Denklemleri

Sistem Elemanları	Kütle Denge Denklemleri	Enerji Denge Denklemleri
1. Kompresör	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r$	$\dot{W}_{c1} = \dot{m}_r(h_3 - h_2)$
Ara soğutucu	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_{s1} = \dot{m}_{s2} = \dot{m}_{as}$	$\dot{Q}_{\text{ara}} = \dot{m}_r(h_3 - h_4)$ $\dot{Q}_{\text{ara}} = \dot{m}_{as}(h_{s2} - h_{s7})$
2. Kompresör	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_r$	$\dot{W}_{c2} = \dot{m}_r(h_5 - h_4)$
Gaz soğutucu	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_{s3} = \dot{m}_{s4} = \dot{m}_{\text{gazsogutucu}}$	$\dot{Q}_{\text{gazsogutucu}} = \dot{m}_r(h_5 - h_6)$ $\dot{Q}_{\text{gazsogutucu}} = \dot{m}_r(h_{s3} - h_{s4})$
Ortam ısıtıcı (eşanjör)	$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_{hg} = \dot{m}_{hc} = \dot{m}_h$	$\dot{Q}_{\text{hava,id}} = \dot{m}_r(h_6 - h_7)$ $\dot{Q}_{\text{hava,id}} = \dot{m}_r(h_{hc} - h_{hg})$
İç ısı değiştirici (eşanjör)	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$	$\dot{Q}_{\text{id}} = \dot{m}_r(h_7 - h_8)$ $\dot{Q}_{\text{gazsogutucu}} = \dot{m}_r(h_2 - h_1)$
Genleşme valfi	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_r$	$h_8 - h_9$
Evaporatör (buharlaştırıcı)	$\dot{m}_9 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_{s5} = \dot{m}_{s6} = \dot{m}_s$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_r(h_1 - h_9)$ $\dot{Q}_E = \dot{m}_c(h_{s5} - h_{s6})$

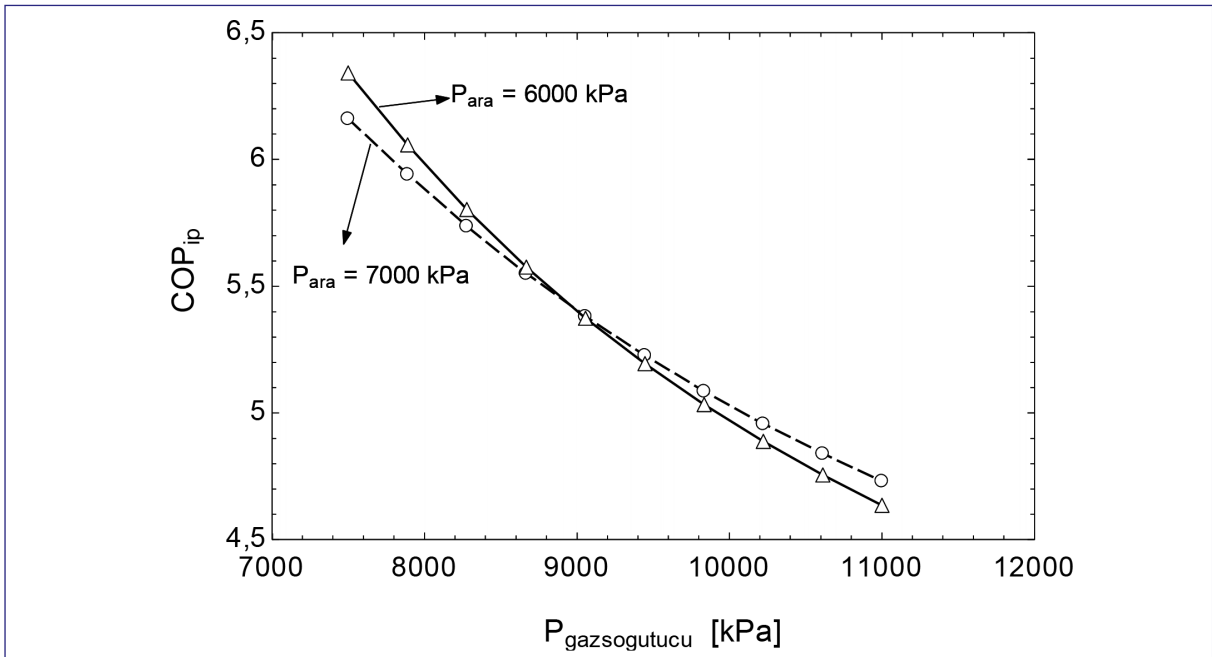
Çizelge 2. Sistemin Termodinamik Özellikleri

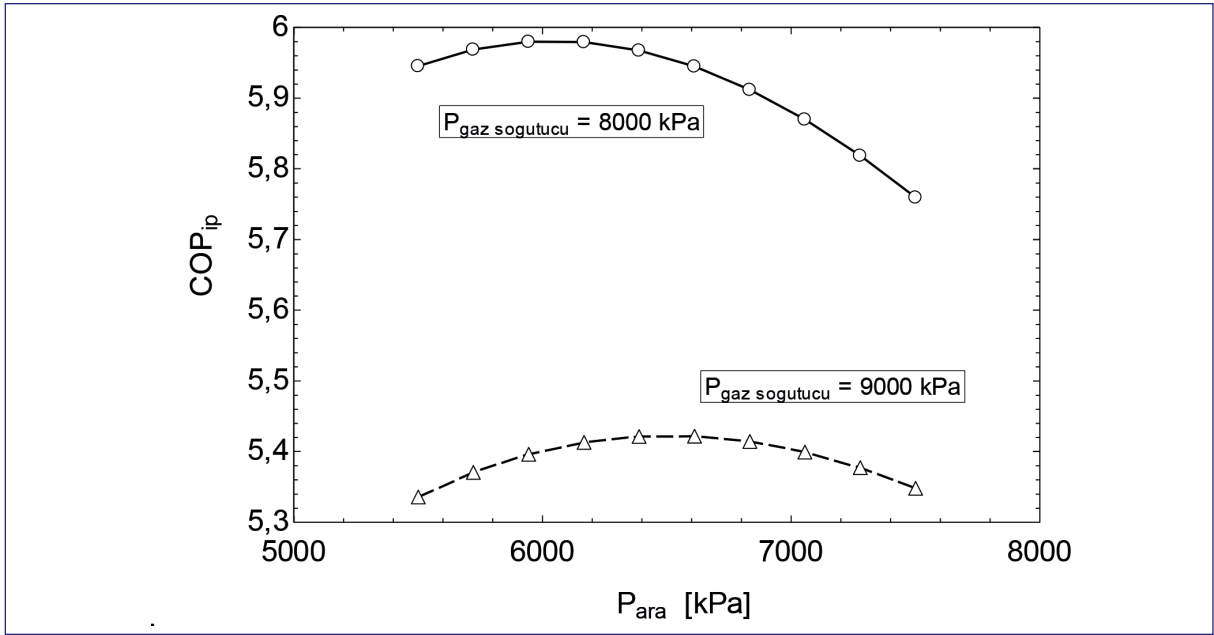
Referans noktası	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	m (kg/s)
1	3969	8	-73,23	-0,901	0,04031
2	3969	23,82	-47,71	-0,8125	0,04031
3	7000	72,89	-15,59	-0,7939	0,04031
4	7000	38,58	-78,46	-0,9862	0,04031
5	10000	67,3	-62,32	-0,9767	0,04031
6	10000	35,78	-214,1	-1,448	0,04031
7	10000	27,78	-242,2	-1,54	0,04031
8	10000	11,96	-284,1	-1,683	0,04031
9	3969	5	-284,1	-1,659	0,04031
s1	101	30	125,7	0,4365	0,01766
s2	101	64,32	269,2	0,885	0,01766
s3	101	61,71	258,3	0,8526	0,04613
s4	101	30	125,7	0,4365	0,04613
s5	101	10	41,99	0,151	0,1409
s6	101	5,75	24,17	0,08756	0,1409
0 - R	101	21	-4,331	-0,01305	-
0 - su	101	21	88,11	0,3104	-
0 - hava	101	21	294,6	5,683	-

Şekil 2’de verilen grafikteki ısı pompası etkinlik değerlerinin yüksek olmasının sebebi de bu sıcaklığın oldukça düşük değerlere indirilebilmiş olmasıdır. Şekil 2’de gaz soğutucu basıncı ile ısı pompası et-

kinliğinin değişimi sunulmuştur. Bu grafikte iki farklı ara kademe basıncı için bu değişim sunulmuştur. Artan gaz soğutucu basıncı ile ısı pompası etkinliğinin azaldığı görülmektedir. Fakat ara kademe basıncının yükselmesinin, belirli bir gaz soğutucu basıncından sonra etkinlik için olumlu bir etkisi görülmektedir.

Şekil 3’de mahal ısıtıcısını terk eden CO₂’nin sıcaklığının (T₇) 27,78 °C ve mahal ısıtıcısı etkinliğinin 0,45 olduğu durum için gaz soğutucu basıncı ile sistemin ısıtma tesir katsayısının değişimi görülmektedir. Bu grafikten görüldüğü gibi sistemin ısıtma tesir katsayısının maksimum olduğu bir optimum ara kademe basıncı mevcuttur. Gaz soğutucu basıncının azalması ile sistemin ısıtma tesir katsayısı artmıştır. Gaz soğutucu basıncının düşmesi, optimum ara kademe basıncına daha düşük değerlerde ulaşılmasına yol açmıştır.

Şekil 2. İki Farklı Ara Kademe Basıncı İçin Gaz Soğutucu Basıncı İle COP_{ip} Değerinin Değişimi

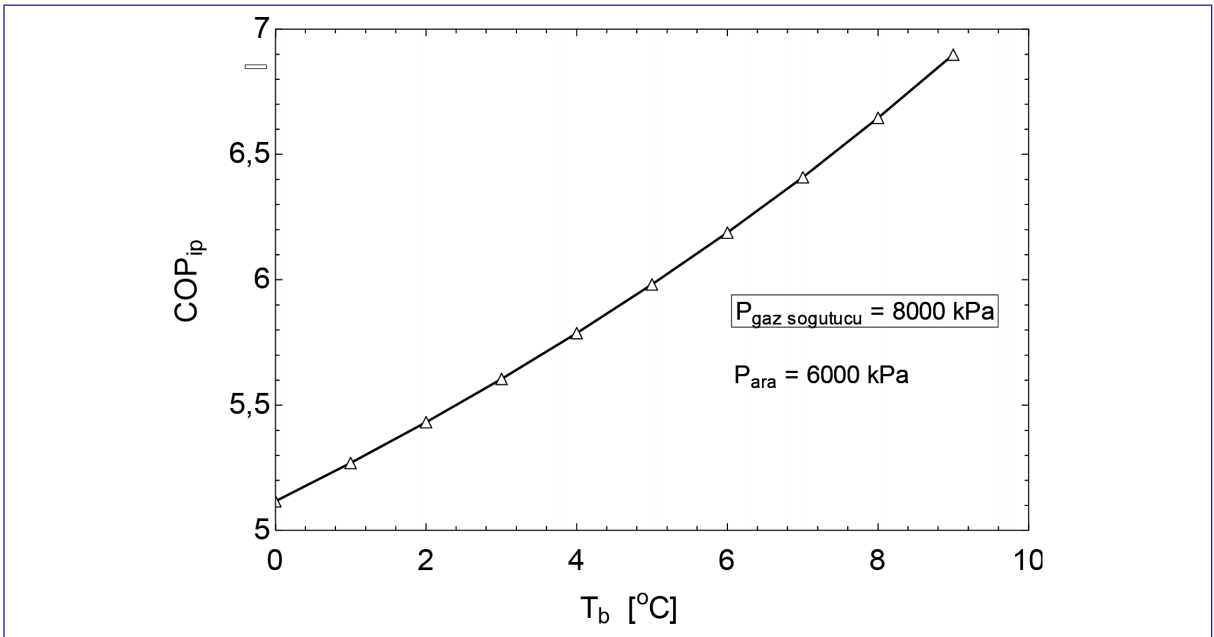


Şekil 3. İki Farklı Gaz Soğutucu Basıncı İçin Ara Kademe Basıncı İle COP_{ip} Değerinin Değişimi ($T_7 = 27,78$ °C)

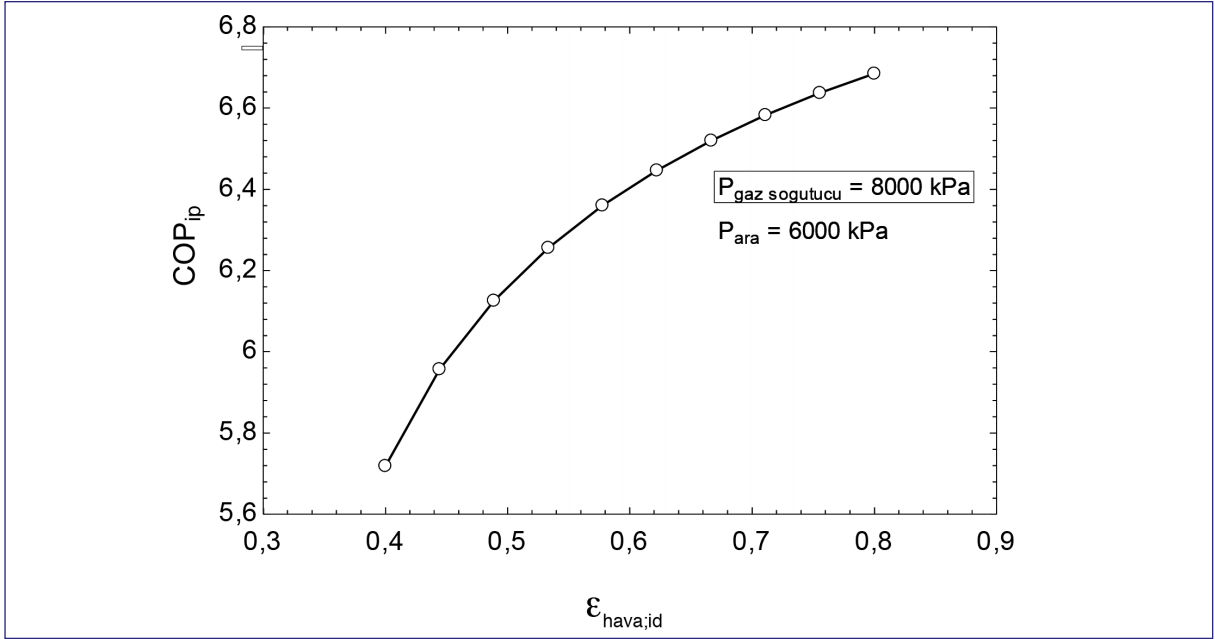
Şekil 4’de CO_2 ’nin buharlaşma sıcaklığı ile sistemin ısıtma tesir katsayısının değişimi, belirli gaz soğutucu ve ara kademe basıncı için görülmektedir. Beklendiği gibi ısıtma tesir katsayısı artan buharlaşma sıcaklığı ile artış göstermektedir.

Şekil 5’te ise mahal ısıtıcısı etkinliği ile sistemin

ısıtma tesir katsayısının değişimi, belirli gaz soğutucu ve ara kademe basıncı için verilmiştir. Yapılan parametrik analizde, hava ısıtıcısının etkinliğinin değişmesi, bu ısıtıcıyı terk eden CO_2 ’nin sıcaklığını değiştirmiştir. Isıtıcıya giren ve ısıtıcıdan çıkan hava sıcaklığının sabit kaldığı durum dikkate alınarak Şekil 5 oluşturulmuştur.



Şekil 4. Buharlaşma Sıcaklığı İle COP_{ip} Değerinin Değişimi



Şekil 5. Hava Isı Değiştiricinin Etkinliği İle COP_{ip} Değerinin Değişimi

4. SONUÇLAR

CO_2 soğutkanlı ısı pompalarının ısıtma tesir katsayılarının oldukça yüksek olabileceği görülmüştür. İki kademeli sıkıştırma ve kısma valfi öncesinde CO_2 'nin sıcaklığının mahal ısıtıcısı ve iç ısı değiştirici bileşenler ile oldukça düşürülmesi ile rekabetçi bir performansın elde edilebileceği görülmektedir. Ülkemizde ve Avrupa'da yakın gelecekte Florlu Gazlar Yönetmeliği'nin, ısı pompası sistemlerinde R-410A gibi soğutkanların kullanımına engel oluşturacağı açık bir gerçektir. Dolayısıyla CO_2 gibi doğal soğutkanlı sistemlere yönelik Ar-Ge projelerinin desteklenmesinin ülkemiz açısından çok önemli bir strateji olacağı ifade edilebilir. Isı pompalarının yaz çalışma şartlarında ise iç ısı değiştiricisi ile ulaşabileceği soğutma tesir katsayısı değerleri de araştırılmalı ve sistemin tüm yıllık performansına yönelik deneysel çalışmalar gerçekleştirilmelidir.

5. KAYNAKLAR

- [1] Çengel, Y. A., Boles, M. A., "Termodinamik, Mühendislik Yaklaşımıyla", Güven Kitabevi, Beşinci Baskı, Çeviri Editörü: Ali Pınarbaşı, 946 s, İzmir, 2008.
- [2] Hepbaşı, A., Kalıncı Y., "A Review Of Heat Pump Water Heating Systems", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13, 1211–1229 p, 2009.
- [3] Neksa, P., "CO₂ As The Refrigerant For Systems In Transcritical Operation Principles And Technology Status: Part I", Natural Refrigerants Conference AIRAH's 2004, Cilt: 3, No: 8, 28-33, Sydney, 2004.
- [4] Özgür, A. E., CO₂ Soğutkanlı Sıcak Su Isı Pompalarının Performans Analizi, VIII. Ulusal Tesi-sat Mühendisliği Kongresi, s. 177-184, 2007.
- [5] Gürleyen, K., Güngör, S., Çoban, M. T., Güngör, A., "Karbondioksit (R-744) Soğutucu Akışkanlı Isı Pompası Sistemleri", Soğutma Dünyası, Sayı 41, Yıl 11, 2008.
- [6] Bayrakçı, H. C., Özgür, A. E., 2012, Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında CO₂ Kullanımı, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı:130, Temmuz-Ağustos 2012.
- [7] Manjili, F., Yavari, M. A., "Performance Of A New Two-Stage Multi-Intercooling Transcritical CO₂ Ejector Refrigeration Cycle", Applied Thermal Engineering, 40, 202-209, 2012.
- [8] Zhang, Z., Ma, Y., Wang, H., Li, M., "Theoretical Evaluation On Effect Of Internal Heat Exchanger In Ejector Expansion Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle" Applied Thermal Engineering, 50, 932-938 2013.
- [9] Kauf, F. Determination Of The Optimum High Pressure For Transcritical CO₂-Refrigeration Cycles, Int J Therm Sci, 38, 325–330, 1999.