

# İki Kademeli Kritik Nokta Üstü CO<sub>2</sub> Çevrimli Soğutma Sistemlerinde Optimum Ara Kademe Basıncının İncelenmesi

Arif Emre ÖZGÜR<sup>1,\*</sup>

<sup>1,\*</sup>*Süleyman Demirel Üniversitesi Teknoloji Fak. Enerji Sist. Böl. 32260 Isparta*

*Başvuru: 18.03.2013 Düzeltme: 08.04.2013 Kabul:19.04.2013*

---

## ÖZET

Bu çalışmada, iki kademeli, kritik nokta üstü çevrimli ve CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma sistemleri için optimum ara kademe basıncının, CO<sub>2</sub>'in evaporatördeki buharlaşma sıcaklığı ve gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ile değişimi incelenmiştir. Ara kademe basıncının optimum değerlerinin elde edilebilmesi amacıyla, sistem verimliliğini maksimum yapan, gaz soğutucu basınç değerleri analizde kullanılmıştır. Bu amaçla literatürde verilmiş bir korelasyon kullanılmıştır. Her parametrik analizde, optimum gaz soğutucu basıncı dikkate alınarak, optimum ara kademe basıncı değerleri elde edilmiştir. Optimum ara kademe basıncının buharlaşma sıcaklığı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimi sunulmuştur. Ayrıca parametrik analiz sonuçları, regresyon değeri 0.81 olan bir matematiksel ifade ile genelleştirilmiştir.

**Anahtar kelimeler:** CO<sub>2</sub>, kritik nokta üstü, optimum, ara kademe, basınç, soğutma.

## ABSTRACT

In this study, the variation of optimal inter-stage pressure of two stage transcritical CO<sub>2</sub> cooling cycle with evaporating temperature and gas cooler outlet temperature of CO<sub>2</sub> is theoretically studied. However optimum gas cooler pressure values are used to obtain reliable optimum inter-stage pressure values. A correlation published in the relevant literature is used for calculation of optimum gas cooler pressure at each parametric analysis. The variations of optimal inter-stage pressures with evaporation and gas cooler outlet temperature of CO<sub>2</sub> are presented graphically. Furthermore parametric analysis study results are formulated with an equation which has 0.81 regression value.

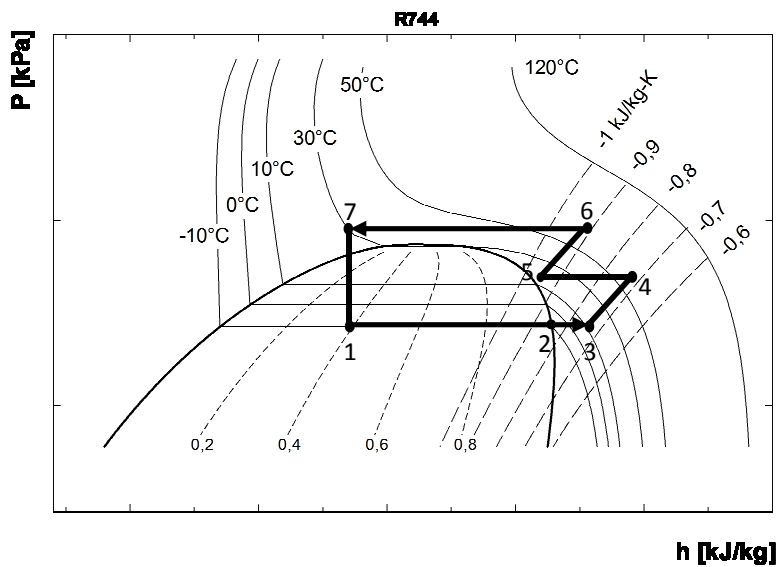
**Key words:** CO<sub>2</sub>, transcritical, optimum, inter-stage, pressure, cooling

## 1. GİRİŞ

Soğutma sektörünün gündemi haline gelen ve emisyon azaltmayı hedefleyen protokoller, soğutucu akışkan seçimi konusunda, tartışmalara ve yeni sistem tasarımlarına yol açmıştır. Bu protokollerden en çok bilinenleri Montreal ve Kyoto protokolleridir. Bu süreçte, ozon tabakasına zarar veren, soğutucu akışkanların zamanla kullanımının sona erdirilmesi planlanmış ve hayata geçirilmiştir. Hâlihazırda, ozona dost olan fakat küresel ısınma katsayısı (GWP) yüksek olan, soğutucu akışkanların kullanımına da sınırlama getiren düzenlemeler de yayımlanmaya başlanmıştır. Avrupa Birliği, GWP değeri 150 den büyük olan (R-134a gibi), soğutucu akışkanların kullanımına sınırlama getirmiştir ve kademeli olarak kullanımlarını kaldırmayı planlamıştır [1]. Bu uygulama, 2011 yılından itibaren, araç klimalarında hayata geçmiştir. Bu ve benzeri düzenlemeler nedeni ile amonyak, hidrokarbon, su ve karbondioksit gibi doğal akışkanların, soğutucu akışkan olarak kullanımı önem kazanmıştır. Bu doğal alternatifler arasında, R-744 kod numarası ile tanımlanan, karbondioksit yüksek buharlaşma ısısı, zehirsiz ve yanıcı olmaması gibi özellikleri nedeni ile ön plana çıkmıştır. Fakat R-744'ün düşük kritik nokta sıcaklığına sahip olması, kritik nokta üstü çevrimleri

tercih etmeyi zorunlu kılmaktadır. Bu akışkanın kritik nokta basıncının yüksek olması da bir olumsuzluktur. Fakat bu olumsuzluklar aşılabilir olarak değerlendirilmiş ve son yıllarda, karbondioksit, CFC ve HCFC gibi soğutucu akışkanlara, doğal bir alternatif olarak kabul edilmektedir. Bununla beraber kritik nokta üstü çevrimli sistemleri inceleyen çalışmalar da oldukça artmıştır [2].

Konvansiyonel çevrimlerde (kritik nokta altı buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde), yoğusturucu ve buharlaştırıcı basınçları birbirine yaklaştıkça soğutma etkinlik katsayısı artmaktadır. Fakat çevrim kritik nokta üstü çevrime dönüştüğünde, optimum bir yüksek basınç değerinin belirlenmesi gerekmektedir [3]. Şekil 1 de gösterilen kritik nokta üstü R-744 çevriminde, sistemden ısı atımı kritik nokta üstünde gerçekleşmektedir ve bu sebeple, kondenser olarak kullanılan sistem bileşeni yerine, bir gaz soğutucu kullanılmaktadır. Çünkü ısı atımı sürecinde R-744 sıvılaşmamaktadır ve gaz fazında soğutulmaktadır. Eğer R-744'ün gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı, R-744'ün kritik sıcaklığının altına indirilebilirse, soğutucu akışkanın sıvılaşması beklenebilir. Sistemin ayrıntıları ile ilgili daha detaylı bilgiler, ilgili literatürün incelenmesi ile elde edilebilir [4-9].



Şekil 1. İki kademeli ve kritik nokta üstü soğutma çevriminin lnP-h diyagramında gösterilmesi. (Schematically drawing of two-stage transcritical refrigeration cycle on lnP-h diagram ).

R-744 soğutucu akışkanı kullanılan kritik nokta üstü çevrimlerde, sistemin STK değerini maksimum yapan bir gaz soğutucu basıncı vardır. Bu sistemdeki en yüksek basınçtır ve şekil 1 de 6 ile 7 noktaları arasında gösterilen bölge, yüksek basınç altında, R-744'ün sistemden ısı atımını gerçekleştirdiği bölgedir. Bu basıncın optimize edilmesi ile ilgili literatürde çok sayıda çalışma vardır. Kauf tarafından 1999 yılında yapılan bir çalışmada, optimum gaz soğutucu basıncını çevre havası sıcaklığına bağlı olarak sunmuştur [3]. Chen ve Gu tarafından 2005 yılında yapılan bir çalışmada, optimum gaz soğutucu basıncı yine çevre havası sıcaklığına bağlı olarak verilmiştir [10]. Liao vd. tarafından 2000 yılında yapılan bir çalışmada ise optimum gaz soğutucu basıncı, R-744'ün buharlaşma sıcaklığına ve gaz soğutucudan çıkış sıcaklığına bağlı olarak sunulmuştur [11]. 2009 yılında yapılan bir çalışmada, daha geniş buharlaşma sıcaklığı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığı aralıklarında, geçerli olan ve gaz soğutucu basıncı için optimum değerleri veren bir denklem sunulmuştur [12].

Tek kademeli veya çift kademeli çevrimler için bu optimum gaz soğutucu basıncı değeri değişiklik göstermemektedir. Çünkü bu optimum basınç, soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığına, soğutucu akışkanın gaz soğutucuyu terk ediş sıcaklığına ve kompresörün verimliliğine bağlı olarak değişmektedir [12]. Çift kademeli sıkıştırılmalı çevrimlerde, ara kademe basıncı da benzer şekilde bir optimum değerde sağlanmalıdır. İki kademeli, R-744 soğutucu akışkanlı, kritik nokta

üstü soğutma çevriminin optimizasyonu üzerine yapılan bir çalışmada, optimum ara kademe basıncı,

$$P_{\text{opt, is}} = \sqrt{P_{\text{ev}} \cdot P_{\text{gc}}} \quad (1)$$

olarak verilmiştir [13]. Bu alışılmış bir yöntemdir. Groll ve Kim (2007) iki kademeli transkritik R-744 soğutma çevrimlerinin nispeten yüksek ara kademe basınçlarında maksimum etkinliğe ulaştıklarını belirtmektedirler [7]. Dolayısıyla bu alçak ve yüksek basınçların çarpımlarının karekökünü alan yaklaşım, optimum ara kademe basıncının tespit edilmesinde çok doğru sonuçlar vermeyecektir. Literatürde, bu yaklaşımın dışında, optimum ara kademe basıncını veren bir çalışmanın olmadığı görülmektedir. Bu çalışmada, iki kademeli bir transkritik R-744 soğutma çevriminin optimum ara kademe basıncı, belirli kabuller ve şartlar altında, incelenmiştir.

## 2. MATERYAL VE METOT

Bu çalışmada, parametrik analizler, aşağıda tanımlanan, temel denklemlerin değişik çalışma şartları için çözümü ve elde edilen sonuçlardan en yüksek etkinlik değerini veren ara kademe basıncının tespit edilmesi yoluyla yapılmıştır. Burada en önemli parametrelerden biri olan, kompresörlerin izentropik verimi Robinson ve Groll tarafından önerilen

$$\eta_{k1} = 0.815 + \left(0.022 \frac{P_4}{P_3}\right) - \left(0.041 \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^2\right) + \left(0.0001 \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^3\right) \quad (2)$$

$$\eta_{k2} = 0.815 + \left(0.022 \frac{P_6}{P_4}\right) - \left(0.041 \left(\frac{P_6}{P_4}\right)^2\right) + \left(0.0001 \left(\frac{P_6}{P_4}\right)^3\right) \quad (3)$$

ifadeleriyle elde edilmiştir. Bu verimler, sistemin basınç oranlarına göre, değişmektedir [14]. Bu ifadeler yardımıyla alçak ve yüksek basınç kompresörlerinin izentropik verimleri elde edilmiştir. Bu ifadelerde 4 indisi ile gösterilen basınç, optimum değerleri elde edilmek istenen ara kademe basıncıdır ve analizler süresince değişken olarak kullanılmıştır. Elde edilen sonuçların optimum ara kademe basınçları olarak kabul edilebilmesi, yüksek kademe, yani gaz soğutucu

basıncının da analizler sırasında optimum değerlerini kullanmak ile mümkün olabilir. Bu amaçla, optimum ara kademe basıncı için literatürde verilen bir ifade kullanılmıştır [12].

$$P_{\text{opt, gs}} = a + b \cdot T_1 + c \cdot T_8 + d \cdot (T_8)^2 + e \cdot (T_8)^3 \quad (4)$$

Bu denklemdeki katsayılar ise tablo 1 de verilmiştir.

Tablo 1. Denklem 4 deki sabitler (Constants of equation 4).

Sabit	a	b	c	d	e
Değer	283.5689	-0.10102	-20.2585	0.59476	-0.00504

4 numaralı denklemde  $T_1$  buharlaşma sıcaklığını ve  $T_8$  ise gaz soğutucu çıkış sıcaklığını ifade etmektedir. Bu denklemin kullanımı zor olmakla birlikte, optimum gaz soğutucu basıncını tanımlaması ve literatürdeki örneklerine göre daha yüksek geçerlilik aralığına sahip olması sebepleri ile optimum gaz soğutucu basıncının hesaplanması için tercih edilmiştir. Kritik nokta üstü çevrimlerde,  $CO_2$ 'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ( $T_8$ ), sistemin etkinliği üzerinde, çok etkilidir [15]. Buharlaşma sıcaklığı ( $T_1$ ) ve  $T_8$  sıcaklıkları ara kademe basıncının optimum değerlerinin elde edilebilmesi için değişken olarak alınmıştır ve bu aralıklar sırasıyla  $-25\text{ }^\circ\text{C} < T_1 < 0\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $30\text{ }^\circ\text{C} < T_8 < 55\text{ }^\circ\text{C}$  dir.

$CO_2$ 'in ara ısı değiştiricide soğutulma miktarı da, elde edilen sonuçların geçerliliği açısından, oldukça önem arz eder. Burada sabit bir sıcaklık farkı ( $CO_2$ 'in ara ısı değiştiriciye giriş ve çıkış sıcaklıkları farkı) kabulü yapmak mümkün değildir. Çünkü çalışmada ele alınan değişken, buharlaşma sıcaklıkları ve ara kademe basıncı değerleri ki bu basıncın, 40 ila 85 bar aralığında, değiştiği kabul edilmiştir, sabit sıcaklık farkı kabulü yaklaşımını yapmayı imkânsızlaştırır. Bu durumda, ara kademe ısı değiştiricisi için etkinlik tanımı yapmak en doğru yaklaşım olmaktadır. Bu çalışmada, ara ısı değiştirici etkinliği, literatürdeki örnekler dikkate alındığında, 0.80 olarak alınmıştır. Ara ısı değiştiricide,  $CO_2$ 'in, sıcaklığı  $15\text{ }^\circ\text{C}$  olan, bir su akışı ile soğutulduğu kabul edilmiştir ve

$$\eta_{ai} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{su}} \quad (5)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Bu denklemde tek bilinmeyen, (5) noktası ile gösterilen,  $CO_2$ 'in ikinci kademe kompresörüne giriş sıcaklığıdır. (5) numaralı denklemde elde edilen sıcaklık ve değişken olarak kabul edilen ara kademe basıncı değeriyle,  $CO_2$ 'in ikinci kademe kompresörü girişindeki, özgül entalpi ve özgül entropi değerleri hesaplanmıştır.  $CO_2$ 'in kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek, kompresörlerin özgül iş değerleri;

$$w_{k,1} = h_4 - h_3 \quad (6)$$

$$w_{k,2} = h_6 - h_5 \quad (7)$$

ifadeleri ile hesaplanmıştır. Yine aynı kabuller ve buharlaştırıcı çıkışında  $CO_2$ 'in  $7\text{ }^\circ\text{C}$  aşırı kızdırılması

durumunda, buharlaştırıcı, ara kademe ısı değiştiricisi ve gaz soğutucu ısıl kapasiteleri sırasıyla;

$$q_b = h_3 - h_1 \quad (8)$$

$$q_{ai} = h_5 - h_4 \quad (9)$$

$$q_{gs} = h_6 - h_7 \quad (10)$$

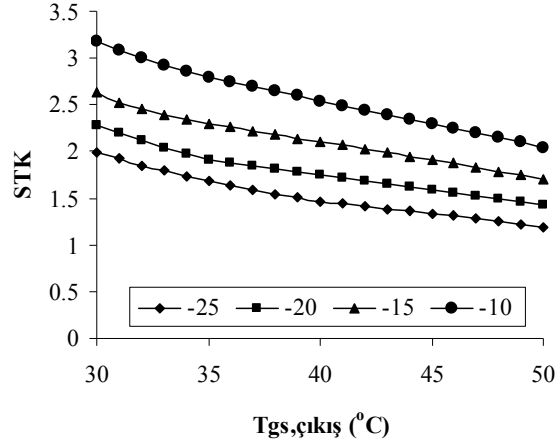
ifadeleri ile elde edilmiştir. Bu çalışmada amaçlanan, (11) numaralı ifade de tanımlanan, soğutma tesir katsayısının (STK) maksimum olduğu ara kademe basınçlarını belirlemektir. Bunu yapabilmek için hazırlanan model EES (Engineering Equation Solver) programı aracılığı ile parametrik olarak çözümlenmiştir [16].  $CO_2$ 'in termofiziksel özellikleri, EES programı kütüphanesindeki, ilgili kaynaklardan elde edilmiştir [17]. Sistemdeki elemanlar içerisinde oluşan basınç kayıpları ihmal edilerek, soğutma tesir katsayısı aşağıdaki gibi, tanımlanmıştır;

$$STK = \frac{q_b}{w_{k,1} + w_{k,2}} \quad (11)$$

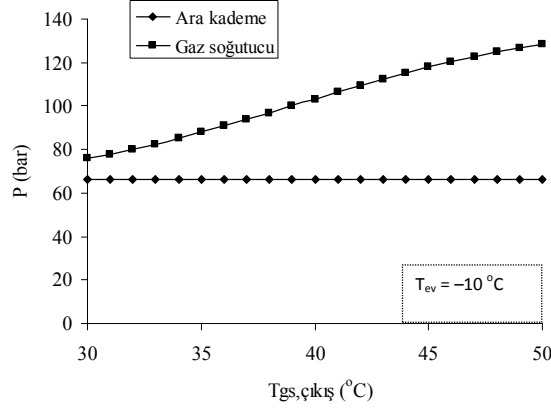
### 3. BULGULAR

İki kademeli sıkıştırma yapılan ve optimum ara kademe ve optimum gaz soğutucu basınçlarına sahip,  $CO_2$  soğutkanlı bir transkritik çevrimin, STK değerlerinin buharlaşma sıcaklığı ve  $CO_2$ 'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ile değişimi Şekil 2. de verilmiştir. Bu sonuçlarda, basınç oranlarına göre belirlenen, değişken ve gerçekçi sonuçlara yakın, kompresör izentropik verimleri kullanılmıştır.

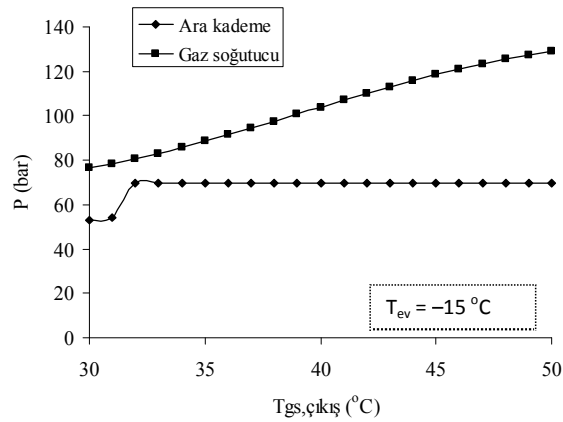
Şekil 2 den görülen en önemli sonuçlardan biri, sistemin soğutma tesir katsayısı (STK) değerinin,  $CO_2$ 'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ile dolayısıyla da ısının çevrimden atıldığı ortamın sıcaklığı ile büyük oranda değişim göstermesidir. Nispeten düşük sayılabilecek ve dış atmosfer sıcaklığına oldukça bağımlı olarak değişen çevrimin STK değerleri, eğer sistemin ara kademe ve gaz soğutucu basınçları optimum değerlerde değil ise daha da düşecektir.  $CO_2$  soğutkanlı çevrimleri etkin bir biçimde kullanmanın şartı sistemin basınçlarının optimizasyonu olarak özetlenebilir. Bu bilgiler ışığında, Şekil 3, 4, 5 ve 6 da verilen grafiklerde, sırasıyla,  $-10$ ,  $-15$ ,  $-20$  ve  $-25\text{ }^\circ\text{C}$  buharlaşma sıcaklıklarında, optimum ara kademe ve optimum gaz soğutucu basınçlarının gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimleri gösterilmiştir.



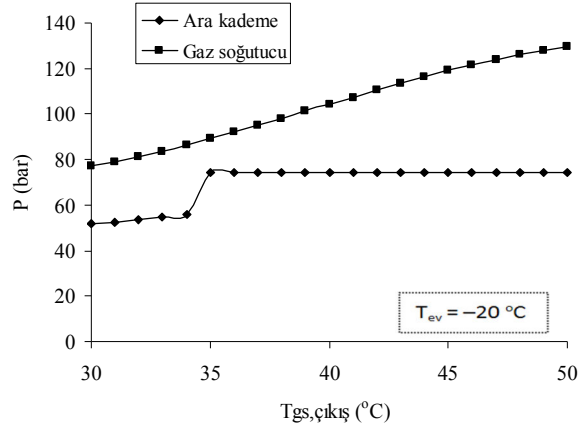
Şekil 2. İncelenen çevrimin STK değerlerinin CO<sub>2</sub>'in buharlaşma ve gaz soğutucu çıkış sıcaklıkları ile değişimi (COP variations of the cycle investigated with evaporation and gas cooler exiting temperatures).



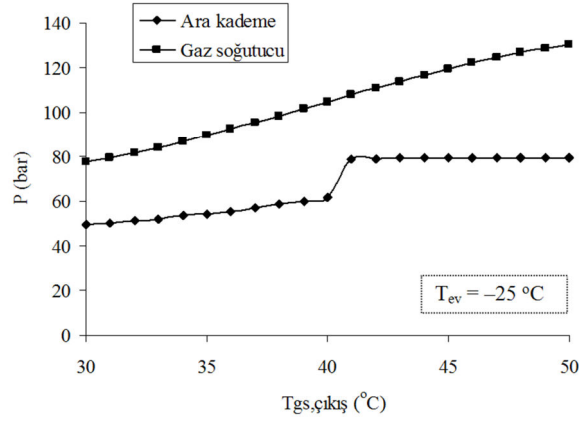
Şekil 3. -10 °C buharlaşma sıcaklığında, optimum ara kademe ve optimum gaz soğutucu basınçlarının gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimi (Optimum inter-stage and gas cooler pressure variations with gas cooler exiting temperature for -10 °C evaporation temperature).



Şekil 4. -15 °C buharlaşma sıcaklığında, optimum ara kademe ve optimum gaz soğutucu basınçlarının gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimi (Optimum inter-stage and gas cooler pressure variations with gas cooler exiting temperature for -15 °C evaporation temperature).



Şekil 5.  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında, optimum ara kademe ve optimum gaz soğutucu basınçlarının gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimi (Optimum inter-stage and gas cooler pressure variations with gas cooler exiting temperature for  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  evaporation temperature).

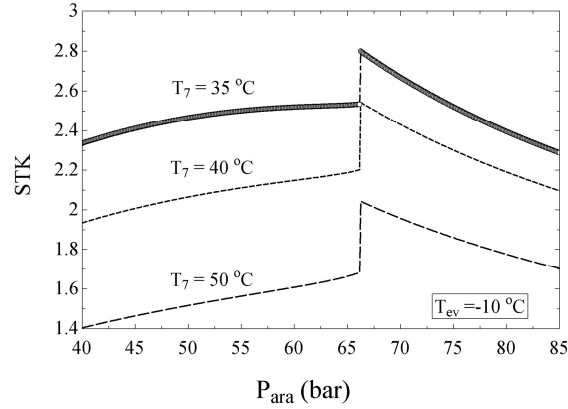


Şekil 6.  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında, optimum ara kademe ve optimum gaz soğutucu basınçlarının gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimi (Optimum inter-stage and gas cooler pressure variations with gas cooler exiting temperature for  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  evaporation temperature).

Şekillerden görüldüğü üzere, optimum ara kademe basıncı, buharlaşma sıcaklığı,  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  gibi nispeten yüksek değerlerde olduğunda, sabit kalmaktadır. Fakat bu basınç, buharlaşma sıcaklığı  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  değerine doğru azaldıkça, belirli bir gaz soğutucu çıkış sıcaklığından sonra, aniden artmakta ve daha sonra yine sabit bir değer almaktadır. Bu ani artış öncesi ise artış eğilimi, az da olsa, görülmektedir. Bu ani artışın sebebi, çevrimin transkritik olması ve  $\text{CO}_2$ 'in izoterm eğrilerinin, bu bölgede, adeta bir "S" formu halinde değişim göstermesidir. Bu durum, buharlaştırıcı kapasitesini ve toplam kompresör işini doğrudan etkilemektedir. Çevrim noktalarının, bu "S" formunun büküm noktalarına rastlaması sonucu, optimum ara kademe basıncında da benzer bir değişim göstermesi doğal olarak değerlendirilebilir. Bu şekillerden görülen diğer bir sonuç, optimum gaz soğutucu basıncının, buharlaşma sıcaklığı ve optimum ara kademe basıncı ile dikkate alınır bir değişim göstermemesidir. Bu sonuç,

buharlaşma sıcaklığının, optimum ara kademe basıncı üzerindeki etkisinin, optimum gaz soğutucu basıncı üzerine olan etkisine oranla daha yüksek olduğu gerçeğini ortaya koymaktadır.

Optimum ara kademe basıncının STK üzerindeki etkisi, şekil 7 de,  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  buharlaşma sıcaklığı ve üç farklı gaz soğutucu çıkış sıcaklığı için gösterilmiştir. Burada, belirli bir ara kademe basıncında, STK'nın maksimum olduğu görülmektedir. STK'nın maksimuma ulaştığı basınç değeri optimum ara kademe basıncıdır. Parametrik analiz çalışmaları sonucunda, optimum ara kademe basıncına yaklaşıldığında, STK değerinin ani bir artış ile maksimuma ulaştığı görülmektedir. Benzer analizler tekrarlanmış ve diğer sıcaklık ve gaz soğutucu basınçlarında da benzer yaklaşımlar gözlemlenmiştir. Fakat buharlaşma sıcaklığı daha düşük değerlere ulaştıkça, STK değeri maksimuma daha yavaş bir artış ile ulaşmaktadır. Bu sonuç şekil 6'nın detaylı yorumlanması ile de ulaşılabilir.



Şekil 7. Optimum ara kademe basıncının STK üzerindeki etkisine örnek.

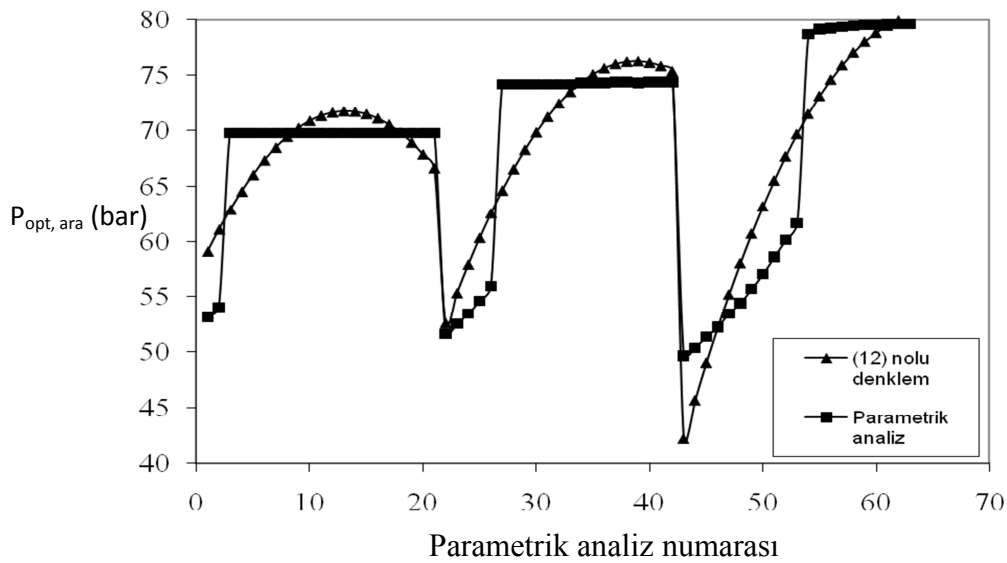
Bu çalışmanın sonuçların, matematiksel çözümlerle elde edilen, bir denklem aracılığı ile sunulması bazı zorluklar içermektedir. Parametrik analizden elde edilen tüm sonuçlar, bir bilgisayar programıyla, doğrusal olmayan regresyon yöntemi kullanılarak değerlendirilmiş ve optimum ara kademe basıncı, CO<sub>2</sub>'in buharlaşma ve gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak, bir denklem ile sunulmuştur. Bu denklemin regresyon katsayısı (R<sup>2</sup>) 0.81 dir ve EES programının istatistik analiz modülü ile elde edilmiştir. Bahsi geçen denklem (12) nolu ifade ile sunulmuştur;

$$P_{opt,ara} = a + b.T_{ev} + c.T_7 + d.T_{ev}^2 + e.T_7^2 + f.T_{ev}.T_7 \quad (12)$$

Bu denklemde yer alan sabitler, tablo 2 de, verilmiştir ve denklem 12 nin, optimum ara kademe basıncı için verdiği sonuçlar ile parametrik analizlerden elde edilen tüm sonuçların karşılaştırılması ise şekil 8 de verilmiştir. Şekil 8 deki grafiğin yatay eksen parametrik analiz numarası olarak adlandırılmıştır. Bu numaraların açıklaması tablo 3 te verilmiştir.

Tablo 2. 12 no'lu denklemdaki sabitler (Constants of equation 12)

Katsayı	a	b	c	d	e	f
Değer	-14.34523	3.13699	4.85178	-0.078019	-0.084503	-0.15234



Şekil 8. 12 no'lu denklemin sonuçları ile parametrik analiz sonuçlarının karşılaştırılması (Results comparison of equation 12 and parametric analysis).

Tablo 3. Şekil 8 de belirtilen parametrik analiz numaralarının karşılık geldiği buharlaşma ve gaz soğutucu çıkış sıcaklıkları (Evaporation and gas cooler exiting temperatures for parametric analysis numbers stated at fig. 8).

Analiz numarası	$T_{ev}$ (°C)	$T_7$ (°C)
1–21	-15	30–50
22–42	-20	30–50
43–53	-25	30–50

Bu çalışma sonucunda sunulan denklem (12), 6 adet sabit katsayıya sahip olmasına rağmen, kullanışlı olarak değerlendirilebilir. Çok fazla olmamakla birlikte, daha yüksek regresyon değerleri veren denklemler de elde etmek mümkündür. Fakat bu denklemler, daha fazla sabite ve logaritmik fonksiyonlara sahip, karmaşık sayılabilecek bir yapıdadır. Kullanışlı olma açısından uygun kabul edilebilecek ve nispeten yüksek regresyon değeri veren denklem (12), bu çalışma sonucunda, transkritik CO<sub>2</sub> çevrimlerinin ara kademe basıncının belirlenmesi için önerilmiştir.

#### 4. TARTIŞMA VE SONUÇ

İki kademeli ve transkritik CO<sub>2</sub> soğutkanlı soğutma çevriminin, optimum ara kademe basınçlarında çalıştırılması, sistem etkinliğine en az %10 oranında etki ettiği görülmüştür. Sistemin çalıştırıldığı herhangi bir ara kademe basıncı ile optimum değer arasındaki fark arttıkça, sistem etkinliğinin çok daha fazla azalacağı, sonuçlar bölümünde verilen şekil 7 de net olarak görülmektedir. Bu şekil, ara kademe basıncının optimizasyonunun önemini açıkça ortaya koymaktadır. Gaz soğutucudan çıkan CO<sub>2</sub> sıcaklığının artışı, sistem etkinliğinin azalmasına ve optimum ara kademe basıncının, sistem etkinliği üzerindeki önemini arttırmaya yol açmaktadır. Pratikte, soğutkan olarak CO<sub>2</sub> kullanılan transkritik çevrimlerin, düşük basınç oranlarında dahi, iki kademeli sıkıştırma ve ara soğutma ile kurulması tercih edilmektedir. Bu sistemlerin STK değeri açısından, konvansiyonel sistemlerle rekabet edebilmesi için iki kademeli sıkıştırma elzemdir. Günümüzde, tek gövde içinde iki kademeli sıkıştırma yapan kompresörler de bu amaçla geliştirilmiş durumdadır. İki kademeli ve tek kademeli sıkıştırma yapılan çevrimlerin, aynı şartlarda, ortaya koydukları sistem etkinliği literatürdeki çalışmalardan görülebilir [18].

Çevre dostu soğutkanları kullanabilmek için yapılan çalışmalar, bazı teknik sorunların çözümü ve yeni sistem bileşenlerinin geliştirilmesi ile mümkün olabilmektedir. Hâlihazırda, çok yaygın bir kullanım alanı bulan, CO<sub>2</sub>'in en büyük problemi, sistem etkinliğinin yükseltilebilme gereksinimidir. Optimum

ara kademe basıncının rolünü ortaya koyan bu çalışmada, sistem etkinliğinin artırılma potansiyeli ve ara kademeli çevrim ile elde edilebilecek STK değerleri sunulmuştur.

#### KAYNAKLAR

1. Dang, C., Haraguchi, N., Yamada T., Hihara E., "Effect of Lubricating Oil on Boiling Heat Transfer of Carbon Dioxide", *7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Trondheim, Norway, Directive 2006/40/EC, (2006).
2. Chen G., Xu X., Liu S., Liang L., Tang L., "An experimental and Theoretical Study of a CO<sub>2</sub> Ejector", *International Journal of Refrigeration*, 33: 915–921, (2010).
3. Kauf, F., "Determination of The Optimum High Pressure For Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle", *International Journal of Therm. Sci.*, 38: 325–330, (1999).
4. Neksa, P, Rekstad, H, Zakeri, G.R, Schiefloe, P.A., "CO<sub>2</sub>-Heat Pump Water Heater: Characteristics, System Design and Experimental Results", *International Journal of Refrigeration*, 21: 172–179, (1998).
5. Laipradit, P., Tiansuwan, J., Kiatsiriroat, T., Aye, L., "Theoretical Performance Analysis of Heat Pump Water Heaters Using Carbon Dioxide as Refrigerant", *International Journal of Energy Research*, 32(4): 356–366, (2008).
6. Rozhentsev, A., Wang, C.C., "Some Design Parameters of A CO<sub>2</sub> Air-Conditioner", *Journal of Applied Thermal Engineering*, 21: 871–880, (2001).
7. Groll, E.A, Kim, J.H., "Review of Recent Advances toward Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle Technology", *HVAC&R Research*, 13(3): 499–520, (2007).
8. Kim, H.M., Pettersen, J., Bullard, C.W., "Fundamental Process and System Design Issues in CO<sub>2</sub> Vapor Compression Systems", *Progress in*



- Energy and Combustion Science*, 30: 119–174, (2004).
9. Bullard, C., Rajan, J., Cho, S.O., “Residential Space Conditioning and Water Heating with Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle”, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, July, Paper #R101, 8 pp, (2004).
  10. Bullard, C. W, Rajan J., "Residential Space Conditioning and Water Heating with Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle,"
  11. Chen, Y., Gu, J., “The Optimum High Pressure For CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration Systems With Internal Heat Exchangers”, *International Journal of Refrigeration*, 28: 1238–1249, (2005).
  12. Liao, S.M., Zhao, T.S., Jakobsen, A., “A Correlation of Optimal Heat Rejection Pressures in Transcritical Carbon Dioxide Cycles”, *Applied Thermal Engineering*, 20: 831–841, (2000).
  13. Özgür A.E., Bayrakçı H.C., Akdağ A.E., “Kritik Nokta Üstü Çevrimli CO<sub>2</sub> Soğutma Sistemlerinde Optimum Gaz Soğutucu Basıncı: Yeni Bir Korelasyon”, *Journal of Thermal Science and Technology*, 29(2): 23–28, (2009).
  14. Yari M., “Performance Analysis And Optimization of a New Two-Stage Ejector-Expansion Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle”, *International Journal of Thermal Science*, 48(10): 1997–2005, (2009).
  15. Robinson, D.M., Groll, E.A., “Efficiencies of Transcritical CO<sub>2</sub> Cycles with and without an Expansion Turbine”, *International Journal of Refrigeration*, 21(7): 577–589, (1998).
  16. Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C., “CO<sub>2</sub> Soğutucu Akışkanlı Isı Pompalarında Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığının Ekserji Verimine Etkisi”, *Journal of Thermal Science and Technology*, 30(1): 73–78, (2010).
  17. Span, R, Wagner,W., “A New Equation of State For Carbon Dioxide Covering the Fluid Region From the Triple-Point Temperature to 1100K at Pressure up to 800 MPa”, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 26: 1509–1596, (1996).
  18. Klein, S.A., “Engineering Equation Solver”, Version 8.707-3D, *F-Chart Software*, (2010).
  19. Özgür, A.E., “The Performance Analysis of a Two-Stage Transcritical CO<sub>2</sub> Cooling Cycle with Various Gas Cooler Pressures”, *International Journal of Energy Research*, 32(14): 1309–1315, (2008).