

İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİLİ İKİ KADEMELİ ARA SOĞUTMALI BİR TRANSKRİTİK SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Müfit YÜCE *, Arif Emre ÖZGÜR

Geliş Tarihi/ Received: 09.02.2017, Kabul tarihi/Accepted: 26.04.2017

Özet

Son yıllarda Ozon tabakasına zarar veren soğutkanların yerine alternatif soğutkan arayışı hız kazanmıştır ve CO₂'e olan ilgi artmıştır. Diğer soğutkanlara oranla daha az çevre sorunlarına yol açma potansiyeline sahip olması ve uygun termofiziksel özellikleri sayesinde günümüzde CO₂ uygulamaları yaygınlaşmaya başlamıştır. Bu çalışmada ara soğutmalı ve iç ısı değiştiricili iki kademeli transkritik çevrimin optimum çalışma parametrelerine, iç ısı değiştirici uygulamasının etkileri belirlenmeye çalışılmıştır. Sistemin çalışma basınçları ve sıcaklıkları değişken parametreler olarak belirlenmiştir. Belirlenen parametreler, bir bilgisayar programında (Engineering Equation Solver - EES) sayısallaştırılmıştır ve sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. İç ısı değiştiricisi etkinliğinin sistem performansına önemli oranda etki ettiği belirlenmiştir. Sonuçlar grafikler ile sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: CO₂, iki kademeli transkritik çevrim, iç ısı değiştirici.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A TWO-STAGE TRANSCRITICAL REFRIGERATION CYCLE WITH INTERNAL HEAT EXCHANGER

Abstract

In recent years, the search for an alternative refrigerant instead of damaging ozone layer refrigerants accelerated and interest in CO₂ gas was increased. In comparison with other refrigerants CO₂ applications has become widely used today with less cause potential to environmental problems and thanks to proper thermophysical properties. In this study, it was tried to determine the effects of internal heat exchanger application to two-stage transcritical cycle with an intercooler and internal heat exchanger's optimum operating parameters. System working pressures and temperatures has been determined as variable parameters. Determined parameters have been digitalized in the computer program (Engineering Equation Solver - EES) and system's thermodynamic analysis was performed. It has been specified that the coefficient of internal heat exchanger has important effect on the system performance. The results have been presented with graphics.

Key Words: CO₂, two stage transcritical cycle, internal heat exchanger

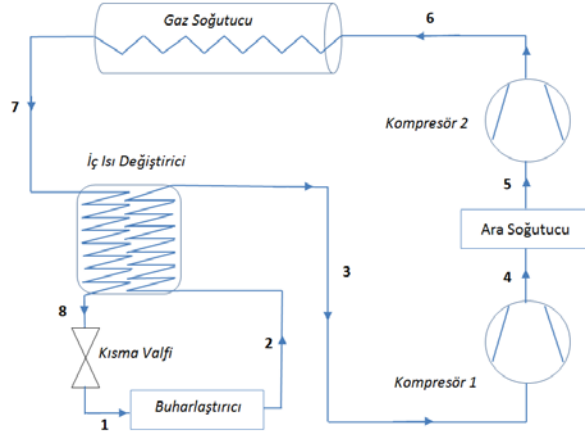
* Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Ens., Enerji Sist. Müh. ABD., Isparta
E-posta: mufityc@gmail.com

1. GİRİŞ

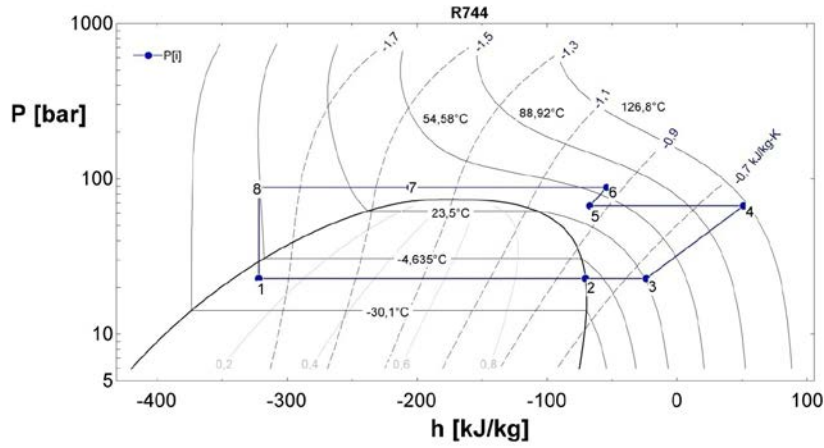
Son yüzyılda yaşanan hızlı sanayileşme süreci iki önemli çevre problemine; ozonun incilmesi ve küresel ısınmaya sebep olmuştur. Ozonun incelmesini önlemek ve küresel ısınmayı yavaşlatmak amacıyla, iki önemli belge olan Montreal Protokolü ve Birleşmiş Milletler İklim değişikliği çerçeve sözleşmesi (FCCC) birçok ülke tarafından imzalanmıştır [Bulgurcu 2007]. Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan, küresel ısınma açısından önemli bir sorun teşkil eden ve ozon tabakasına zararlı, kloroflorokarbonlar (CFC) ve hidrokloroflorokarbonların (HCFC) yerine alternatif olarak Hidroflorokarbonlar (HFC) ön plana çıkmıştır. Klor içermeyen HFC grubu soğutkanlar ozona zarar vermezler. Ancak, HFC grubu soğutkanlar önemli ölçüde küresel ısınma problemine sebep olmaktadır. Bu sebeple Avrupa Birliği F-Gaz Yönetmeliği 1 Ocak 2015 tarihinden itibaren geçerlilik kazanmıştır. Yönetmelik, kota uygulaması ve yüksek GWP (Global Warming Potential) değerlerine sahip soğutkanlara sektörel bazda kısıtlamalar getirmek suretiyle 2015-2030 yılları arasında HFC kullanımını azaltarak sonlandırılmak istenmektedir. Dolayısıyla ozona dost ve küresel ısınma açısından etkisi az olan alternatifler aranmaktadır. Burada en öne çıkan alternatif CO₂ (R744)'dir. CO₂'nin yanı sıra isobütan, propan gibi doğal akışkanlar yanıcı ve patlayıcı olmaları nedeniyle yüksek miktarda soğutkan şarjı gereken sistemlerde kullanılamaz. R717 (NH₃, Amonyak) gazı ise bakır alaşımlarına etkisi, büyük şarjlı sistemlerdeki zehirlenme ve kısmi yanabilirlik riski söz konusudur. Alternatif doğal soğutkanlar içinde R744 ideal bir çözüm olarak değerlendirilmektedir. R744 soğutkanlı sistemlerin en önemli iki problemi yüksek çalışma basınçları ve göreceli düşük performans metrikleridir. Bu çalışmada, R744 soğutkanlı bir soğutma sisteminin, iki kademeli sıkıştırma ve ara kademedede soğutma uygulamasına ilaveten iç ısı değiştiricinin kullanılması ile elde edilebilecek performans metrikleri incelenmiştir. Sistemin termodinamik analizi yapılmıştır ve sonuçlar grafikler ile sunulmuştur.

2. TEORİK ANALİZ

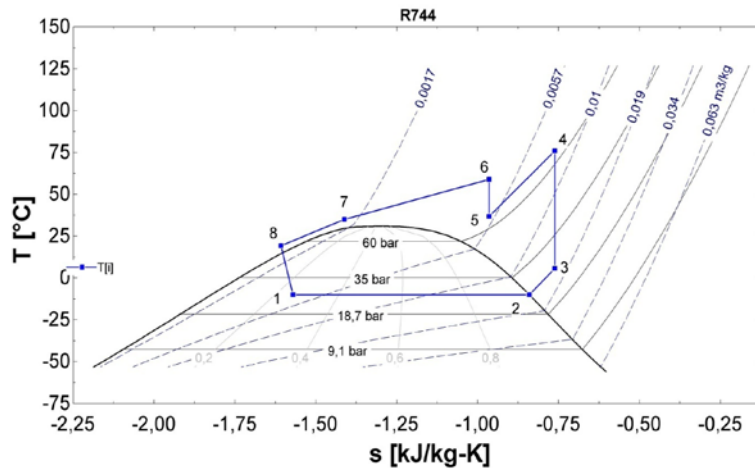
İç ısı değiştiricili transkritik çevrimin şematik çizimi Şekil 2.1'de görülmektedir. İç ısı değiştiricide gaz soğutucudan ve buharlaştırıcıdan çıkan soğutkan akışları karşılıklı ısı alışverişinde bulunmaktadır. Bu bilinen bir uygulamadır fakat transkritik çevrimlerde bu uygulama oldukça önem arz etmektedir. Çünkü kritik nokta üstünde izoterm eğrileri "S" formundadır ve bu sebeple gaz soğutucuyu terk eden soğutkanın sıcaklığının azalması sistemin soğutma yüküne önemli etki etmektedir. Bu konunun daha iyi anlaşılabilmesi için Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'te, sırasıyla iç ısı değiştiricili transkritik çevrime ait örnekler, P-h ve T-s diyagramlarında sunulmuştur.



Şekil 2.1. İç ısı değiştiricili iki kademeli CO₂ transkritik çevrimin tesisat şeması.



Şekil 2.2. Örnek bir iç ısı değiştiricili CO₂ transkritik çevrimin P-h diyagramında gösterimi.



Şekil 2.3. Örnek bir iç ısı değiştiricili CO₂ transkritik çevrimin T-s diyagramındaki gösterimi.

Termodinamik analizler yapılırken sistem için aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır:

- Sürekli sistem koşullarının geçerli olduğu durum dikkate alınmıştır.
- Kompresördeki sıkıştırma adyabatik olarak gerçekleşmektedir.
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya iç ve dış ortamdan kaynaklanan ısı transferleri ihmal edilmiştir.
- Sistemdeki tüm eşanjörler karşıt akışlıdır.
- Sistem bileşenleri ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kinetik enerji ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilmiştir.

Yukarıda yapılan kabuller ışığında, 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.

Çizelge 1. Kütle ve enerji balansı denklemleri.

Sistem Elemanları	Kütle Denge Denklemleri	Enerji Denge Denklemleri
1.Kompresör (3-4 arası)	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r$	$\dot{W}_{\text{kompresör},1} = \dot{m}_r(h_4 - h_3)$
Ara soğutucu (4-5 arası)	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_r$	$\dot{Q}_{\text{ara}} = \dot{m}_r(h_4 - h_5)$
2.Kompresör (5-6 arası)	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_r$	$\dot{W}_{\text{kompresör},2} = \dot{m}_r(h_6 - h_5)$
Gaz soğutucu (6-7 arası)	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_r$	$\dot{Q}_{\text{gaz soğutucu}} = \dot{m}_r(h_6 - h_7)$
İç ısı değiştirici(eşanjör) (7-8 arası) ve (2-3 arası)	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r$	$\dot{Q}_{\text{iç ısı değiştirici},Y} = \dot{m}_r(h_7 - h_8)$ $\dot{Q}_{\text{iç ısı değiştirici},D} = \dot{m}_r(h_3 - h_2)$
Kısma valfi (8-1 arası)	$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r$	$h_8 = h_1$
Buharlaştırıcı (1-2 arası) (Evaporatör)	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$	$\dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı}} = \dot{m}_r(h_2 - h_1)$

Yine yapılan kabuller doğrultusunda akış ekserjisi denklem (2.1) ile tanımlanmıştır (Çengel ve Boles, 2008).

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.1)$$

Sistem bileşenlerine termodinamiğin ikinci kanununun uygulanması sonucu elde edilen eşitlikler, sistemin her bileşeni için Çizelge 2’de verilmiştir.

Çizelge 2. Ekserji balansı denklemleri.

Sistem Elemanları	Ekserji Denge Denklemleri
1.Kompresör (3-4 arası)	$\dot{W}_{K1} = \dot{m}_r(h_4 - h_3)$
Ara soğutucu (4-5 arası)	$\dot{m}_r \cdot e_4 + W_{k1} = \dot{m}_r \cdot e_5 + I_{k1}$
2.Kompresör (5-6 arası)	$\dot{W}_{K2} = \dot{m}_r(h_6 - h_5)$ $\dot{m}_r \cdot e_5 + W_{k2} = \dot{m}_r \cdot e_6 + I_{k2}$
Gaz soğutucu (6-7 arası)	$\dot{m}_r \cdot e_7 = \dot{m}_r \cdot e_6 + I_{\text{gaz soğutucu}}$
İç ısı değiştirici(eşanjör) (7-8 arası) ve (2-3 arası)	$\dot{m}_r \cdot e_8 + \dot{m}_r \cdot e_3 = \dot{m}_r \cdot e_7 + \dot{m}_r \cdot e_2 + I_{\text{içısı değiştirici}}$
Kısma valfi (8-1 arası)	$\dot{m}_r \cdot e_1 = \dot{m}_r \cdot e_8 + I_{\text{kısma valfi}}$
Buharlaştırıcı (1-2 arası) (Evaporatör)	$\dot{m}_r \cdot e_2 = \dot{m}_r \cdot e_1 + I_{\text{buharlaştırıcı}}$

$$P_{opt,gs} = a + b \cdot T_1 + c \cdot T_8 + d \cdot (T_8)^2 + e \cdot (T_8)^3 \quad (2.3)$$

Bu denklemdaki katsayılar ise Tablo 2.1.’de verilmiştir.

Tablo 2. 1. Denklem (2.3)’deki sabitler.

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

Denklem (2.3)’te verilen T_1 , buharlaşma sıcaklığını ve T_8 ise gaz soğutucu çıkış sıcaklığını ifade etmektedir. Bu denklemin sistem parametreleriyle birlikte kullanımı biraz kompleks bir denklem olsa da optimum gaz soğutucu basıncını elde etmekte yarar sağlaması ve literatürdeki diğer gaz soğutucu denklemlerinden daha yüksek geçerlilik aralığına sahip olması bakımından optimum gaz soğutucu basıncının hesaplanması için tercih edilmiştir. Kritik nokta üstü çevrimli çevrimlerde, CO_2 ’in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı (T_8), sistemin etkinliği üzerinde çok etkilidir (Özgür ve Bayrakçı, 2010). Buharlaşma sıcaklığı (T_1) ve T_8 sıcaklıkları ara kademe basıncının optimum değerlerinin elde edilebilmesi için değişken olarak alınmıştır ve bu aralıklar sırasıyla $-10 \text{ }^\circ\text{C} < T_1 < -25 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $30 \text{ }^\circ\text{C} < T_8 < 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ’dir.

CO₂'in ara ısı değiştiricide soğutulma miktarı sonuçların geçerliliğini etkilediği ve sonuçları değiştirdiği için burada sabit bir sıcaklık farkı (CO₂'in ara ısı değiştiriciye giriş ve çıkış sıcaklıkları farkı) kabulü yapılmamıştır. Çünkü çalışmada ele alınan buharlaşma sıcaklıkları ve ara kademe basıncı değerleri değişken aralıktadır ve bu basıncın 40 ila 85 bar aralığında değiştiği kabul edilmiştir. Bu değişken durum için literatüre bakıldığında ara soğutucu için etkinlik tanımı yapmak en doğru yaklaşım olmaktadır. Bu çalışmada ara soğutucu etkinliği, literatürdeki örnekler dikkate alındığında 0.80 olarak alınmıştır. Ara soğutucuda CO₂'in sıcaklığı 20 °C olan bir su akışı ile soğutulduğu kabul edilmiştir ve eşitlik (2.4) ile ifade edilmiştir.

$$\eta_{\text{arasoğutma}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{\text{suğ}}} \quad (2.4)$$

Bu denklemden tek bilinmeyen T_5 ile ifade edilen CO₂'in ikinci kademe kompresörüne giriş sıcaklığıdır. Denklem (2.4) ile elde edilen T_5 sıcaklığı ve 40 - 85 bar aralığındaki değişken ara kademe basıncı değeri ile CO₂'in ikinci kademe kompresörü girişindeki özgül entropi ve özgül entalpi değerleri hesaplanmıştır.

Yapılan bu çalışmada denklem (2.5)'te tanımlanan soğutma tesir katsayısının (STK) maksimum olduğu parametreler belirlenmiştir. Bunu yapabilmek için hazırlanan model, EES (Engineering Equation Solver) programı aracılığı ile parametrik olarak özömlenmiştir. CO₂'nin termofiziksel özellikleri EES programı kütüphanesindeki ilgili kaynaklardan elde edilmiştir. Sistemdeki elemanlar içerisinde oluşan basınç kayıpları ihmal edilerek, soğutma tesir katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$\text{STK} = \frac{q_b}{W_{k1} + W_{k2}} \quad (2.5)$$

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\Delta E_x}{W_k} \quad (2.6)$$

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{STK}}{\text{STK}_{\text{TR}}} \quad (2.7)$$

$$\text{STK}_{\text{TR}} = \frac{T_e}{T_{\text{ert}} - T_e} \quad (2.8)$$

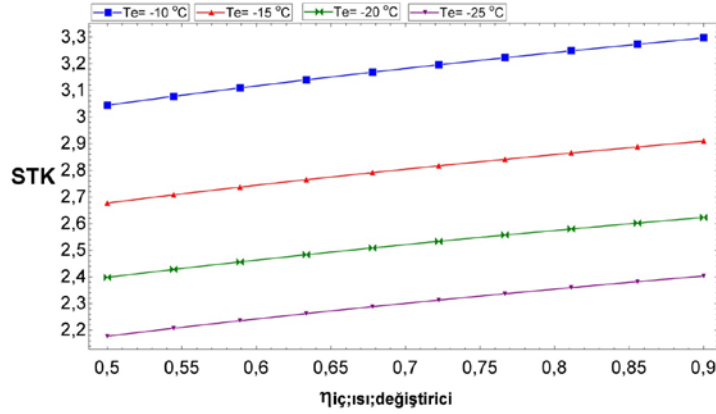
Denklem (2.8) içerisinde yer alan T_{ert} sıcaklığı ‘‘efektif rezervuar sıcaklığı’’ adı ile tanımlanır. T_e ise buharlaştırıcı sıcaklığını temsil eder. Bu eşitlikteki T_{ert} ve T_e sıcaklıkları Kelvin [K] cinsindedir.

$$T_{\text{ert}} = \frac{h_6 - h_7}{s_6 - s_7} \quad (2.9)$$

Efektif rezervuar sıcaklığı denklem (2.9)'a göre hesaplanmaktadır. Gaz soğutucu içindeki CO₂ sıcaklığı, ısı transferi sürecince değişken olduğundan efektif rezervuar sıcaklığını tanımlamaya ihtiyaç duyulmaktadır. Fartaj vd. tarafından 2004 yılında yapılan bir çalışmada bu konu ile ilgili daha geniş bilgi sunulmuştur (Fartaj vd. 2004).

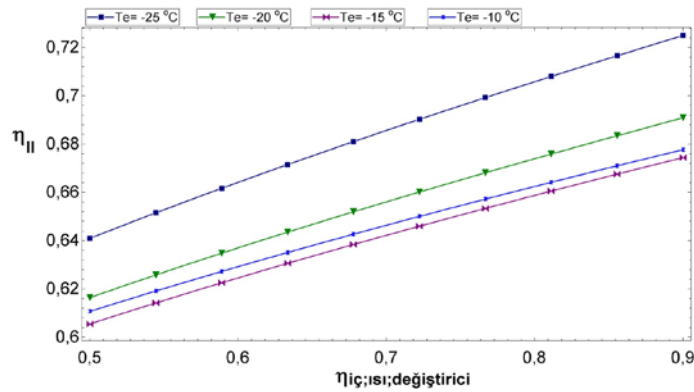
3. Bulgular

İki kademeli sıkıştırma yapılan ve optimum ara kademe ve optimum gaz soğutucu basınçlarına sahip, CO₂ soğutkanlı bir transkritik çevrimin, literatürden alınan kompresör izentropik verimleri ile elde edilen STK ve iç ısı değiştirici verim değerlerinin buharlaşma sıcaklığı (T_e) ile değişimi Şekil 3.4’ de verilmiştir.



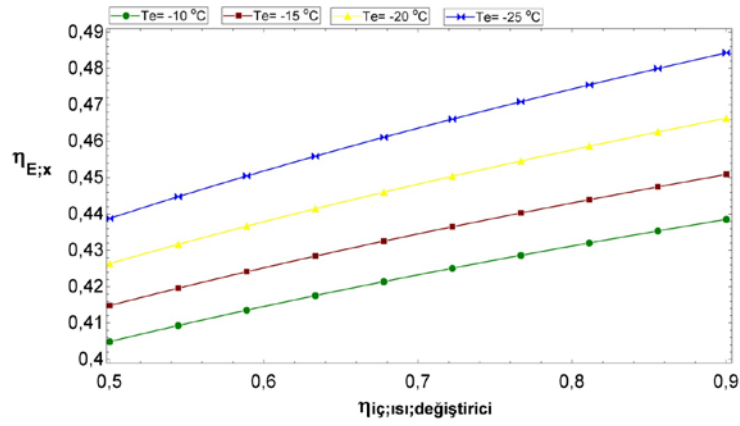
Şekil 3.4. İç ısı değiştiricili iki kademeli CO₂ transkritik çevrimin STK değerinin $\eta_{iç;ısı;değiştirici}$ ve buharlaşma sıcaklığı (T_e) ile değişimi

İç ısı değiştiricili iki kademeli CO₂ transkritik çevrimin STK değerinin $\eta_{iç;ısı;değiştirici}$ ve buharlaşma sıcaklığı (T_e) ile değişimine Şekil 3.4’te baktığımızda buharlaştırıcı sıcaklığının azaldıkça STK değerinin de azaldığını ancak iç ısı değiştirici etkinliğinin bu azalmaya rağmen STK değerini artırdığı görülmüştür. Böylelikle iç ısı değiştirici etkinliğinin sistem performansına etkisi ortaya çıkmaktadır. Ayrıca, buharlaştırıcı sıcaklığının yüksek olması sistem performansını artırdığı şekilden anlaşılmaktadır. Düşük buharlaştırıcı sıcaklığı sistem performansını azaltırken, buharlaştırıcı sıcaklığının iç ısı değiştirici etkinliği sayesinde $T_e = -10\text{ °C}$ ’ye çıkmasıyla en yüksek STK değerine ulaşılmıştır.



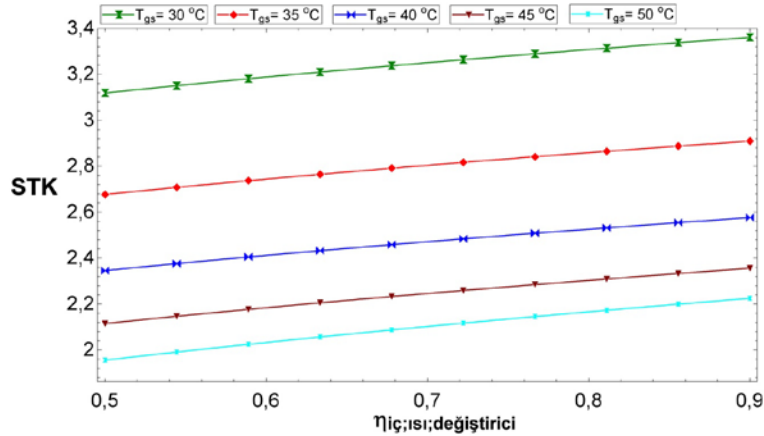
Şekil 3.5. İkinci yasa veriminin (η_{II}) değişken $\eta_{içısı,değiştirici}$ ve buharlaşma sıcaklığı (T_e) değerleri ile değişimi

Şekil 3.4 ve Şekil 3.5 birlikte incelendiğinde $\eta_{içısı,değiştirici}$ değerinin 0,5 - 0,9 aralığında buharlaşma sıcaklığı (T_e) azaldıkça STK değerinin azaldığı buna rağmen ikinci yasa veriminin (η_{II}) en düşük buharlaştırıcı sıcaklığında zirve değere ulaştığı görülmektedir. Bunun sebebi, soğutma etkinliği arttıkça sistemin çektiği enerji miktarı da artmakta dolayısıyla ikinci yasa etkinliği azalmaktadır. Hâlbuki en yüksek η_{II} değeri en düşük buharlaştırıcı sıcaklığındadır. Sistem açısından yüksek olmaması gereken bu değer iç ısı değiştirici değerine bağlı olarak artmaktadır. Bu artış iç ısı değiştirici değerinin sistem performansını nasıl etkilediğinin bir göstergesidir.

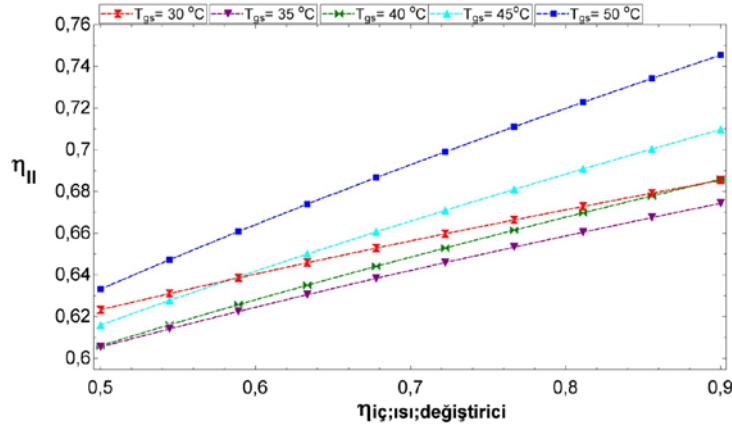


Şekil 3.6. Ekserji verimi (η_{Ex}) ve $\eta_{içısı,değiştirici}$ değerlerinin buharlaşma sıcaklığı (T_e) ile değişimi

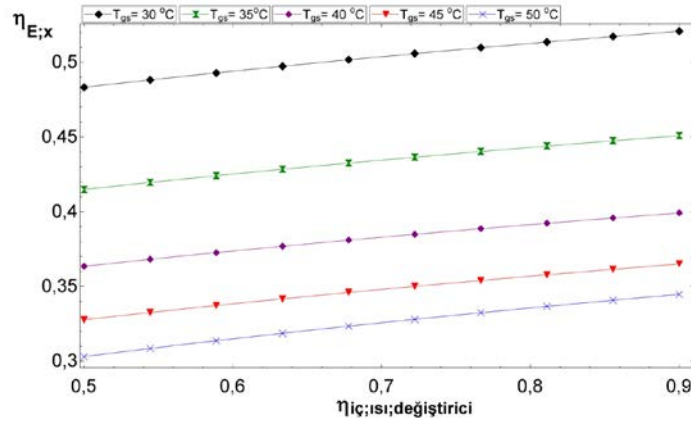
Şekil 3.6 incelendiğinde $\eta_{içısı,değiştirici}$ değerinin 0,5 - 0,9 aralığında buharlaşma sıcaklığı (T_e) azaldıkça sistemin ekserji veriminin (η_{Ex}) de arttığı görülmektedir. Bunun sebebi sistem performansının azalmasıyla ekserjisinin artmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.7. STK ve $\eta_{içısı,değiştirici}$ değerlerinin gaz soğutucu çıkış sıcaklığı (T_{gs}) ile değişimi

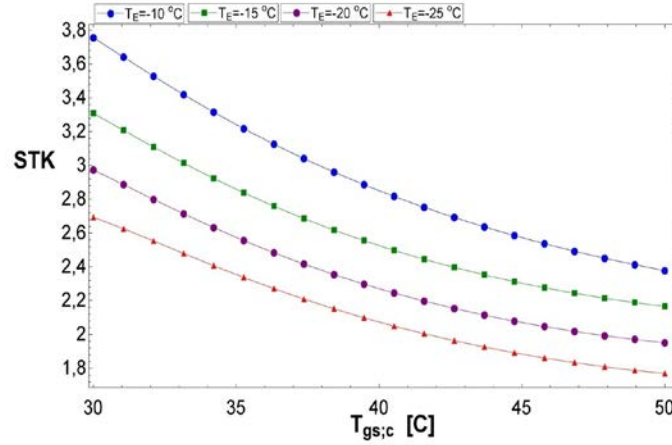


Şekil 3.8. İkinci yasa verimi (η_{II}) ve $\eta_{İÇİSİ DEĞİŞTİRİCİ}$ değerlerinin gaz soğutucu çıkış sıcaklığı (T_{gs}) ile değişimi

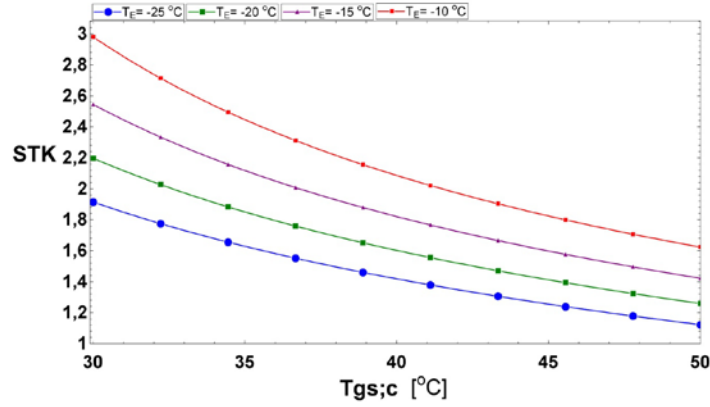


Şekil 3.9. $\eta_{E;x}$ ve $\eta_{İÇİSİ DEĞİŞTİRİCİ}$ değerlerinin gaz soğutucu çıkış sıcaklığı (T_{gs}) ile değişimi

Şekil 3.7, Şekil 3.8 ve Şekil 3.9 birlikte incelendiğinde $\eta_{İÇİSİ DEĞİŞTİRİCİ}$ değerinin 0,5 – 0,9 aralığında gaz soğutucu çıkış sıcaklığı (T_{gs}) arttıkça STK değerinin azaldığı, T_{gs} sıcaklığının maksimum olduğu değerde ikinci yasa veriminin de (η_{II}) zirve değerlere ulaştığı ve T_{gs} sıcaklığının artmasına rağmen ekserji veriminin ($\eta_{E;x}$) azaldığı görülmektedir. Bunların bir sebebi gaz soğutucu çıkış sıcaklığının sistem performansını etkilemesi ve bunun için optimum düşük T_{gs} değerinin sistem STK değerini iç ısı değiştirici etkisiyle de maksimum noktaya taşımasıylaadır. Bir başka sebep ise gaz soğutucu çıkış sıcaklığının artması performansı düşürmekte bu da sistemdeki enerji etkinliğini azalttığı için ikinci yasa etkinliğinin artmasıdır. Hâlbuki T_{gs} değeri en düşük seviyede iken ekserji verimi de en yüksek değerdedir ve bu değerler iç ısı değiştiricinin etkisiyle artmaktadır.



Şekil 3.10. İç ısı değiştiricili ve ara soğutuculu iki kademeli CO₂ transkritik çevrimin soğutma tesir katsayısının, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı (T_{gs}) ve (T_E) buharlaşma sıcaklık değerleri ile değişimi



Şekil 3.11. İç ısı değiştiricisiz ve ara soğutucusuz iki kademeli CO₂ transkritik çevrimin soğutma tesir katsayısının, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı (T_{gs}) ve T_E buharlaşma sıcaklık değerleri ile değişimi

Sisteme genel bir performans grafiğinden bakacak olursak iç ısı değiştiricili ve ara soğutuculu iki kademeli CO₂ transkritik çevrimin STK değerinin 2,7 ile 3,7 arasında olduğu Şekil 3.10' da görülmektedir. Tüm sistem elamanlarının çalışma aralıkları için en yüksek evaporatör ve en düşük gaz soğutucu çıkış sıcaklığı için sistem performansı pik noktaya ulaşabilmektedir. Ancak, iç ısı değiştiricili ve ara soğutuculu olmayan iki kademeli sıkıştırma yapılan aynı özellikteki transkritik çevrimin STK değerinin 1,9 ile 2,9 arasında olduğu Şekil 3.11'de görülmektedir. Şekil 3.10 ve Şekil 3.11 karşılaştırıldığında beklenildiği gibi iki kademeli CO₂ transkritik çevrimin iç ısı değiştiricisi ile ulaşabileceği soğutma tesir katsayısı değerleri daha yüksek çıkmıştır. Bunun sebebi gaz soğutucu, ara soğutucu ve iç ısı değiştiricisinde gerçekleştirilen ısı transferleridir. Bu ısı değiştiricilerde sıcaklığın düşürülmesi iki kademeli CO₂ transkritik çevrimin etkinliğinde rekabetçi bir performansın elde edilebileceğini göstermektedir.

4. TARTIŞMA VE SONUÇ

Gaz soğutucudan çıkan CO₂'in sıcaklığının artışı, sistem performansının azalmasına sebep olmaktadır. Ayrıca buharlaştırıcıdan çıkan CO₂'in sıcaklığının çalışma şartlarına göre yüksek olması sistem etkinliğinin artmasına da sebep olmaktadır. (Şekil 3.4) Yapılan analizler neticesinde farklı buharlaştırıcı çıkış sıcaklıklarında, iç ısı değiştirici veriminin gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimi Şekil 3.7'de ele alınmış CO₂'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığının düşük olmasının soğutma tesir katsayısını (STK) artırdığı gözlemlenmiştir. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığını düşürebilmek adına iç ısı değiştirici ve ara soğutucunun sistemde kullanılmasıyla bu değer kısmi olarak düşürülebilmektedir.

Pratikte, soğutkan olarak CO₂ kullanılan transkritik çevrimlerin, düşük basınç oranlarında da kurulması istenilirse iki kademeli sıkıştırma ve ara soğutma ile kurulması tercih edilmektedir. Bu sistemlerin STK değeri açısından, konvansiyonel sistemlerle rekabet edebilmesi için iki kademeli sıkıştırma gereklidir. 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 mevcut literatürdeki çalışmalarda görülebilir (Özgür, 2008). İki kademeli sıkıştırma ve ara soğutma yapılan transkritik çevrimli sistemde yapılan analizler neticesinde soğutma tesir katsayısı değerlerinin iç ısı değiştiricisi ile birlikte sistem performansını önemli oranda etkilediği belirlenmiştir.

Çevre dostu soğutkanları kullanabilmek için yapılan çalışmalar, bazı teknik sorunların çözümü ve yeni transkritik sistem bileşenlerinin geliştirilmesi ile mümkün olabilmektedir. Mevcut teknolojilerle yaygın bir kullanım alanı bulunan CO₂'in önem arz eden problemi ise sistem etkinliğinin yükseltme gereksinimidir. Bu çalışmada iç ısı değiştiricili ara soğutmalı iki kademeli bir transkritik çevrimin analizleri yapılmış ve sistem etkinliğini yükseltme gereksinimlerinden sistem optimizasyonu için örnek analizler yapılmıştır. Geleceğin alternatif soğutucusu olan R744 (CO₂) sıfır ODP' ye (ozon tüketme potansiyeline) sahip olmasıyla soğutma endüstrisinin de ilgisini çekmektedir. Avrupa Birliği F-Gaz Yönetmeliği ile daha da çalışma ve uygulama alanı bulacak olacak R744 (CO₂) geleceğin alternatif soğutkan olarak kullanılacaktır. Dolayısıyla, bu çalışmayla birlikte yeni yapılabilecek alternatif soğutkanlı sistemler için örnek olabilecek analizler yapılarak CO₂'nin önemi ortaya çıkarılmıştır.

5. TEŞEKKÜR

Bu çalışmamızı 4289 numaralı Bap Projesi ile mevcut sistemin optimizasyonu için destekleyen Süleyman DEMİREL Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

Akdemir, Ö., Güngör, A., 2010. CO₂ Soğutma Çevrimlerinin Maksimum Performans Analizi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 30, 2, 37-43.

Alan, A., 2011. Çift kademeli CO₂'li soğutma sistemlerinde genişleme türbini kullanımının enerji potansiyeline etkisi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Angelo M., Ciro ,A. 2008. An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger, International Journal of Refrigeration 31 1006-1011Ansi/Ashrae standart 34-2007.

Austin, Brian T.,Sumathy, K.,2011. Transcritical carbondioxide heat pump systems: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15, 4013–4029.

Bayrakçı, H.C., Özgür, A.E., Dağ, A.E., 2009. Aynı Soğutma Yüğü İçin CO₂'li Isı Pompalarının Enerji Sarfiyatlarının Karşılaştırılması, Tesisat Mühendisliği Kongresi, Bildiriler Kitabı, 31-35.

Bivens, D.B. , Allgood, C.C. , Shiflett, M.B., Patron, D.M., Chisolm, T.C., Shealy, G.S., 1994. HCFC-22 alternative for air conditioners and heat pumps, ASHRAE Trans 100 (2) 566–572.

Boewe, D.E.,Bullard, C.W., Yin, J.M., Hrnjak, P.S., 2001. Contribution of internal heat exchanger to transcritical R-744 cycle performance, HVAC Res 7 (2) 155–168.

Bulgurcu, H., Kon, O., İlten, N., 2007. Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri ile İlgili Yeni Yasal Düzenlemeler ve Hedefler, VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi.

Cavallini A.,Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Zilio E., 2005. Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation, A theoretical and experimental analysis, International Journal of Refrigeration 28, 1274–1283.

Cecchinato, L.,Chiarello, M., Corradi, M., Fornasieri, E., Minetto, S., Stringari, P., Zilio, C., 2008. Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles, International Journal Of Refrigeration 32(2009), 1058-1067.

Chen, Y.,Gu, J., 2005. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, International Journal of Refrigeration 28 1238–1249.

Cho, H., Lee, M.Y., Kim, Y., 2009. Numerical evaluation on the performance of advanced CO₂ cycles in the cooling mode operation, Applied Thermal Engineering 29 1485–1492.

Çengel, Y.A and Boles, M.C., 2008. Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla 5. Baskı. İzmir güven kitap evi, İzmir.

Dağsöz, A. K., 1990. Soğutma Tekniği Isı Pompaları Isı Boruları, II. Baskı, Teknik Kitaplar, 87s. İstanbul.

Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division 2007. CO₂ Refrigerant for Industrial Refrigeration, Danfoss A/S (RA Marketing/MWA), DKRCI. PZ.000.C1.02 / 520H2242.

Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division 2009, Food Retail CO₂ Refrigeration Systems, Danfoss A/S (RA Marketing/MWA), DKRCE. PA. R1. A1. 02 / 520H3371.

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.

International Institute of Refrigeration, Şubat 2000. 15th Informatory Note on Refrigerants International Institute of Refrigeration, 2003. Thermophysical Properties R744

Kima, S., Kimb, Y., Leeb, G., Kim, M., 2005. The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot water heating, *International Journal of Refrigeration* 28 1064–1072

Kızılkın, Ö., 2008. Alternatif Soğutucu Akışkanlı Değişken Hızlı Kompresörlü Bir Soğutma Sisteminin Teorik Ve Deneysel İncelenmesi. Süleyman Demirel üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 112s, Isparta.

Liao, S.M., Zhao, T.S., Jakobsen, A., 2000. A Correlation of Optimal Heat Rejection Pressures In Transcritical Carbon Dioxide Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 20, 831–841.

Lorentzen, G. , Pettersen, J., 1993. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. *International Journal of Refrigeration*, 16 (1) 4–12.

Onbaşıoğlu, H., 2010. An Overview of Vapor Compression System Using Natural Refrigerant CO₂, *İSKİD ACV&R Journal of Turkey*, 2, 48-64.

Özgür, A.E., 2008. The Performance Analysis of a Two-Stage Transcritical CO₂ Cooling Cycle with Various Gas Cooler Pressures, *International Journal of Energy Research*, 32, 14, 1309–1315.

Özgür, A.E., 2013. An Investigation for Optimal Interstage Pressure of Two Stage Transcritical CO₂ Cooling Cycle, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C, Tasarım ve Teknoloji*, 1(2), 71-79.

Özgür, A.E., Tosun, C., Yılmaz, F., Bayrakçı, H.C., 2013. Ara Genleşme Uygulamasının İki Kademeli Transkritik CO₂ Soğutma Çevriminin Performansına Etkisinin İncelenmesi, *ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Samsun.

Özgür, A. E., 2013. İki Kademeli Kritik Nokta Üstü CO₂ Çevrimli Soğutma Sistemlerinde Optimum Ara Kademe Basıncının İncelenmesi *Gazi University Journal Of Science*, C, 1(2),71-79.

Özgür, A., E. Bayrakçı, H. C., Akdağ, A. E., 2009. Kritik Nokta Üstü Çevrimli CO₂ Soğutma Sistemlerinde Optimum Gaz Soğutucu Basıncı, Yeni Bir Korelasyon, *Journal of Thermal Science and Technology*, 29, 2, 23–28.

Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C., 2007. Performance Analysis Of CO₂ Coolant Usage In Transcritical Vapor Compressed Refrigerating Systems, *Proceedings of 3rd International Energy, Exergyand Environment Symposium*.

Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C., 2010. CO₂ Soğutucu Akışkanlı Isı Pompalarında Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığının Ekserji Verimine Etkisi, Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi, 30, 1, 73-78.

Özkol, N., 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, 115.

Pearson, A., 2005. Carbon dioxide new uses for an old refrigerant, International Journal of Refrigeration, 28-1140–1148.

Savaş, S., 1974. Soğutma tekniğinde kullanılan soğutucu akışkanlar. Makine Mühendisleri Odası, 88.

Span R, Wagner W., 1996. A New Equation of State For Carbon Dioxide Covering the Fluid Region From the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressure up to 800 MPa, Journal of Physical and Chemical Reference Data, 26, 1509–1596.

Wang, S., Tuo, H., Cao, F., Xing, Z., 2012. Experimental investigation on air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature, International Journal of Refrigeration.

Yalçın A. Z., 2009. Küresel Çevre Politikalarının Küresel Kamusal Mallar Perspektifinden Değerlendirilmesi, Balıkesir Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi, 12, 21, 288-309.

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. VİPAŞ A.Ş, 608, Bursa.

Yanga, J, L., Ma Y, T., Liu S, C., 2007. Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expande, Energy, 32, 237–245.

Yari M., 2009. Performance Analysis And Optimization of a New Two-Stage Ejector-Expansion Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle, International Journal of Thermal Science, 48, 10, 1997–2005.

Yari, M., 2009. Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector-expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle, International Journal of Thermal Sciences 48, 1997–2005.