



ÇİFT KADEMELİ TRANSKRİTİK R744 SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE GENLEŞME TÜRİNİ KULLANIMININ TERMODİNAMİK ANALİZİ

Hilmi Cenk BAYRAKÇI*, Arif Emre ÖZGÜR** ve Abdullah ALAN*

* Süleyman Demirel Üniversitesi Senirkent MYO. İklimlendirme.-Soğutma Bölümü
32600 Senirkent, Isparta, cenkbayrakci@sdu.edu.tr; abdullahalan2@hotmail.com

** Süleyman Demirel Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü
32260 Isparta, emreozgur@sdu.edu.tr

(Geliş Tarihi: 01.04.2013, Kabul Tarihi: 2.11.2013)

Özet: İki kademeli transkritik (kritik nokta üstü) R744 (CO₂) soğutma çevriminde, genleşme valfi ve genleşme türbini kullanımının farklılığı termodinamik açıdan analiz edilmiştir. Çalışmada değişken parametreler gaz soğutucu basıncı, ara kademe basıncı ve soğutkanın buharlaşma sıcaklığıdır. Kompresörün izentropik verimi bir ampirik ifade ile hesaplanmıştır. Çevrimlerin COP ve ikinci yasa verimleri parametrik analizler ile elde edilmiştir. Çevrimde genleşme valfi yerine genleşme türbini kullanmak ile çevrimin COP ve ikinci yasa verimleri ortalama %10 artış göstermiştir. Ayrıca çevrim için bir optimum buharlaşma sıcaklığı kavramının olabileceği ve ara kademe basıncının hesaplanmasında kullanılan genel bir yaklaşımın, çevrim verimliliği için hatalı bir uygulama olacağı vurgulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: R744, genleşme türbini, transkritik soğutma çevrimi.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF EXPANDER USAGE IN TWO STAGE-TRANSCRITICAL R744 COOLING SYSTEMS

Abstract: In this study, difference of the expansion valve and expander usage in two-stage, transcritical R744 (CO₂) refrigeration cycle was analyzed thermodynamically. Variable parameters on this study are gas cooler pressure, inter-stage pressure and evaporation temperature of refrigerant. Isentropic efficiency of the compressor is calculated by an empirical equation. COP and second law efficiency values of cycles are obtained by parametrical analysis. By using expander instead of expansion valve in the cycle, COP and second law efficiency values increase 10% averagely. Additionally, it is emphasized that there could be an optimum evaporation temperature concept, and the general approach for calculation of inter-stage pressure is a wrong practice for cycle efficiency.

Keywords: R744, expander, transcritical cooling cycle.

SİMGELER VE İNDİSLER

ara	Ara soğutucu
COP	Soğutma performans katsayısı
e	Özgül ekserji (kJ/kg)
el	Elektrik motoru
gs	Gaz soğutucu
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
I	Tersinmezlik (kW)
k1	Alçak basınç kompresörü
k2	Yüksek basınç kompresörü
m	Akışkan debisi (kg/s)
P	Basınç (N/m ²)
Q	Isı (kW)
s	Özgül entropi (kJ/kg K)
T	Sıcaklık (oC)
t	Türbin
tm	Türbin mekanik
v	Valf
II	2. yasa
η	Verim

0	Çevre şartları
1...7	Akışkanın çevrim içerisindeki özellik noktaları

GİRİŞ

Son yıllarda soğutma sistemlerindeki gelişmeler ve küresel ısınmanın etkileri, birçok soğutucu akışkanın kullanımının terk edilmesine ve yasaklanmasına neden olmuştur. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde, son 15 yıla kadar, genellikle kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HCFC) içeren soğutucu akışkanlar kullanılırken, küresel ısınma ve ozon tabakasındaki delinme sebebiyle soğutma endüstrisi alternatif soğutucu akışkan arayışına girmiştir (Christensen et al., 2004).

Soğutma sistemi imalatçıları alternatif soğutucu akışkan arayışında üç temel kriteri göz önüne almaktadırlar. Çevresel sorunlara yol açmaması veya çevresel açıdan olumsuz etkilerinin ihmal edilebilir olması, kolay ve ekonomik bir şekilde temin edilebilir olması ve sistemde

yüksek enerji verimliliği sağlayabilecek özellikte olması bu kriterler arasında sayılabilir. CO₂ (R744) hacimsel ısı transfer kapasitesi (q_v), yüksek bir akışkandır (0 °C buharlaşma sıcaklığındaki hacimsel soğutma kapasitesi 22.545 kJ/m³ tür). CO₂, CFC, HCFC, HFC ve HC grubundaki diğer soğutucu akışkanlar ile volümetrik ısı transfer kapasitelerine göre kıyaslandığında, 3 ila 10 kat, daha yüksek transfer kapasitesine sahip olduğu görülmektedir. Fakat CO₂'in kritik sıcaklığı ve kritik basıncı (T_{kr} = 31.1 °C, P_{kr} = 73.8 bar) sistem tasarımını etkilemektedir. Sistemden ısı atılması işlemi kritik nokta üzerinde gerçekleşmekte ve CO₂ bu süreçte genellikle yoğunlaşmamaktadır (sıcaklığı, kritik sıcaklığın altına düştüğünde, yoğunlaşma gözlemlenmektedir).

Kısılma işlemi sonrasında akışkanın faz durumu ıslak buhar olmaktadır ve sıvılaştırılmış soğutucu akışkan ile soğutma etkisi elde edilmektedir. Bu sebeple konvansiyonel sistemlerdeki yoğunlaştırıcı yerine, CO₂ soğutucu akışkanlı sistemlerde, gaz soğutucu olarak adlandırılan bir ısı değiştirici kullanılmaktadır. Bu durum CO₂ için bir dezavantajdır ve her ne kadar kolay bulunsa da üretimi beklendiği kadar düşük maliyetli değildir (Kasap vd., 2011).

Soğutma sistemlerinde sistem etkinliğini arttırabilmek için değişik metotlar uygulanmaktadır. Bu metotlardan biri sistemde genişleme valfi yerine genişleme türbinini kullanılmasıdır. Literatürde bununla ilgili birçok çalışma mevcuttur. Stosic vd. (2002), yaptıkları çalışmada, CO₂ ile çalışan bir soğutma sisteminde, vidalı bir kompresörün genişleme türbinini olarak kullanımını incelemişlerdir. Genişleme türbininin çevrimin termodinamik performansına olan etkilerini araştırmışlar ve performans katsayısında % 72'lik artış potansiyeli olduğunu belirtmişlerdir.

Brasz vd. (2001), su soğutmalı chiller ünitelerinin kullanıldığı bir sistemde, genişleme valfi yerine, bir çift vidalı kompresörün genişleme türbinini olarak kullanımını incelemişlerdir. Genişleme türbinini kullanımının, kompresör iş gereksinimini önemli ölçüde azalttığını vurgulamışlardır.

Robinson ve Groll (1998) yaptıkları çalışmada CO₂ kullanılan kritik üstü bir soğutma çevriminin genişleme türbinli ve genişleme türbinsiz olarak verimlerini araştırmışlardır. %60 izentropik verime sahip genişleme türbinli, iç ısı değiştiricisi olmayan kritik üstü karbondioksit çevriminde, % 25 daha fazla COP değeri elde edildiğini belirtmişlerdir.

Özgür vd. (2008), yaptıkları çalışmada tek kademeli kritik üstü bir CO₂ soğutma çevriminde, genişleme valfi ve genişleme türbinini kullanılması durumlarını incelemişlerdir. Her iki çevrim için gaz soğutucu basıncıyla STK (soğutma tesir katsayısı) ve ekserji verimi değişimini incelemişlerdir. Ayrıca sistemlerdeki her bir bileşenin ekserji yıkımlarını farklı gaz soğutucu ve evaporatör basınçları için sunmuşlardır.

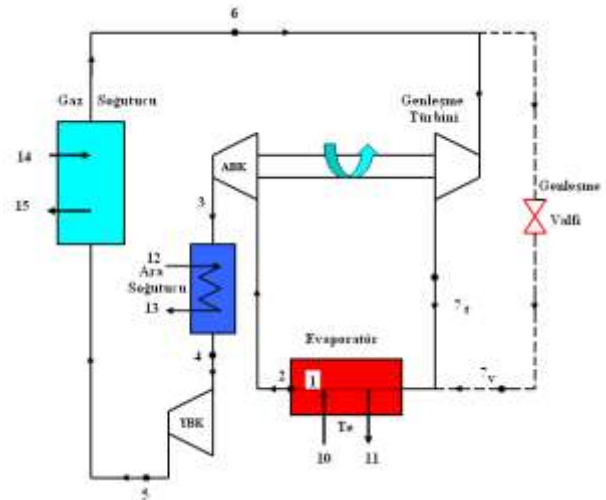
Nagata vd. (2010), CO₂'li soğutma sistemleri için scroll (sarmal) kompresöre entegre edilmiş bir genişleme türbinini prototipinin geliştirilmesi ile ilgili deneysel olarak çalışmışlardır. Sistemde ara soğutucu kullanmanın önemine dikkat çekmişlerdir. Yang vd. (2007), iki kademeli sıkıştırmanın yapıldığı, üç farklı kritik nokta üstü karbondioksit soğutma çevriminin, genişleme türbinini (expander) ile performans artışı incelemişlerdir. Çevrimin türüne göre, % 11.32 ila % 45 aralığında verim artışı sağlanabildiğini göstermişlerdir.

Bu çalışmada, literatürdeki çalışmalardan farklı olarak, genişleme türbinini ve ara soğutucuya sahip çift kademeli kritik üstü çevrimli bir CO₂'li soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Bu analiz için EES (Engineering Equation Solver) bilgisayar programı kullanılmıştır. Sistemde genişleme valfinin ve genişleme türbininin ayrı kullanıldığı durumlar için çevrimlerin enerji etkinliği ve ekserji verimliliği açısından karşılaştırmaları sunulmuştur.

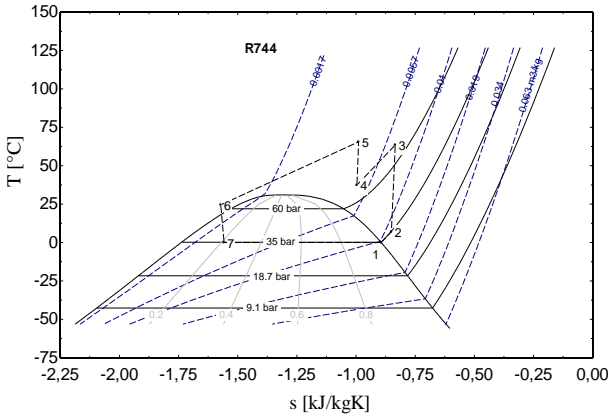
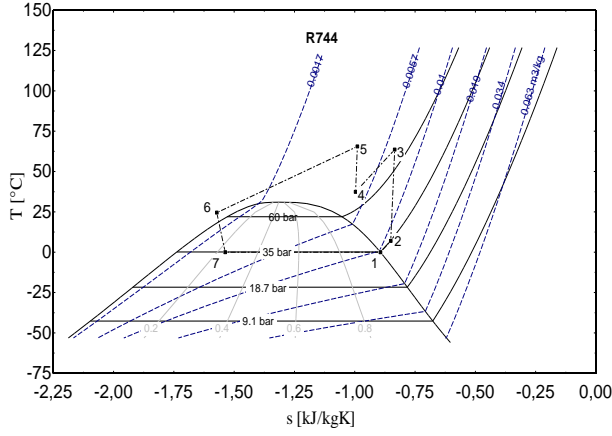
TEORİK ANALİZ

İki kademeli kritik nokta üstü çevrime sahip bir sistemde kısma valfi ve bir genişleme türbinini, genişleme elemanı olarak, kullanılması durumları ayrı ayrı incelenmiştir. Şekil 1'de bu çevrimin elemanları görülmektedir. Şekil 2 ve 3'te çevrimlerin şematik gösterimleri, CO₂'in T-s ve lnP-h diyagramları üzerinde, verilmiştir. İki çevrim arasındaki fark genişleme işleminin farklı elemanlar ile yapılmasıdır.

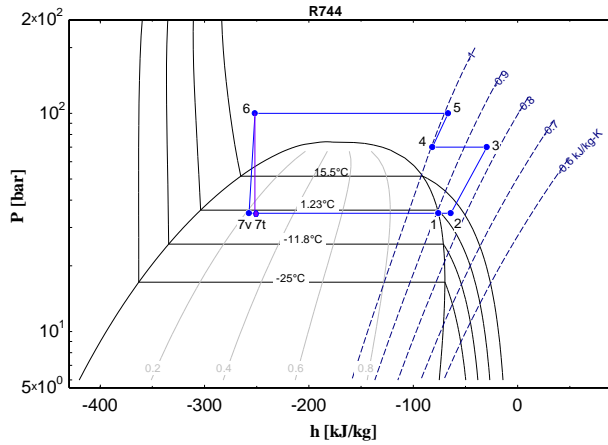
1-2-3-4-5-6-7v şeklindeki sıralamaya sahip çevrimde, CO₂'in basıncı, bir genişleme valfiyle düşürülürken, 1-2-3-4-5-6-7t sıralamasına sahip diğer çevrimde kompresörü (alçak basınç) çalıştırmaya yardımcı olan bir genişleme türbinini kullanılmaktadır.



Şekil 1. Kritik üstü R744 çevrimlerinin elemanlarının şematik gösterimi (Alan, 2011).



Şekil 2. Genleşme valfi (a) ve genleşme türbini (b) kullanılan, kritik nokta üstü çevrimlerinin, R744 ün T-s diyagramında sematik gösterimi (Alan, 2011).



Şekil 3. Kısmi valfi ve genleşme türbini kullanılan çevrimlerin R744 ün lnP-h diyagramında sematik gösterimi.

Kritik nokta üstü R744 çevrimlerinde soğutucu akışkanın yoğunluğu konvansiyonel soğutkanlara oranla yüksektir. Bu yüzden daha düşük akış hızları elde edilir ve sistem bileşenlerindeki basınç düşümleri ihmal edilebilir (Çelik, 2004).

Bu ve benzeri basitleştirici kabuller yapılabilir. Bu çalışmada, çevrimlerin termodinamik açıdan modellenmesinde, literatürdeki çalışmalar ışığında aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- $P_{7t} = P_{7v} = P_1 = P_2$
- $P_4 = P_3$
- $P_6 = P_5$
- Çevrim bileşenlerinden çevreye olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- Çevrimlerde, evaporatör çıkışındaki, aşırı kızdırma değeri 7°C 'dir.
- Referans (çevre) sıcaklığı 21°C alınmıştır.
- Atmosfer basıncı değeri $P_0=101\text{ kPa}$ alınmıştır.
- Ara kademe ısı değiştirici ve gaz soğutucu etkinlikleri 0.9 alınmıştır.
- η_{tm} , türbin mekanik verimi, 0.98 alınmıştır.
- η_m , kompresör mekanik verimi ve η_{el} , elektrik motoru verimi, 0.9 alınmıştır.

Çalışmada dikkate alınan kompresör izentropik verim değerleri, her bir kompresörün basınç oranı değerleri dikkate alınarak, alçak kademe ve yüksek kademe basınç kompresörleri için aşağıdaki eşitlikler sırasıyla kullanılarak elde edilmiştir (Robinson ve Groll, 1998).

$$\eta_{k1} = 0.815 + 0.022 \left[\frac{P_3}{P_1} \right] - 0.0041 \left[\frac{P_3}{P_1} \right]^2 + 0.0001 \left[\frac{P_3}{P_1} \right]^3 \quad (1)$$

$$\eta_{k2} = 0.815 + 0.022 \left[\frac{P_5}{P_3} \right] - 0.0041 \left[\frac{P_5}{P_3} \right]^2 + 0.0001 \left[\frac{P_5}{P_3} \right]^3 \quad (2)$$

Bu ifadelerden elde edilen izentropik verim değerleri kullanılarak kompresörlerin çıkışındaki soğutkanın entalpileri

$$h_3 = \frac{h_{3s} - h_2}{\eta_{k1}} + h_2 \quad (3)$$

$$h_5 = \frac{h_{5s} - h_4}{\eta_{k2}} + h_4 \quad (4)$$

ifadeleri ile elde edilmiştir.

Ara kademe ısı değiştirici ve gaz soğutucu etkinliklerinin, yeterli hava hızı sağlandığı takdirde, 0,9 değerlerine çıkabileceği, ısı değiştirici üreticisi firmaların test sonuçlarından anlaşılabilir (Kauf, 1999). Bu etkinlik değeri kullanılarak, ikinci kademe kompresörünün girişindeki soğutucu akışkan sıcaklığı (T_4) ve gaz soğutucu çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklıkları, sırasıyla, aşağıdaki ifadeler ile elde edilir;

$$T_4 = T_3 - \eta_{ara} \cdot (T_3 - T_{12}) \quad (5)$$

$$T_6 = T_5 - \eta_{ara} \cdot (T_5 - T_{14}) \quad (6)$$

Burada ara soğutucudan ve gaz soğutucudan ısıyı alan hava akımının sıcaklığı (T_{12} ve T_{14}) referans çevre sıcaklığı (21°C) olarak seçilmiştir.

Genleşme valfi kullanılan ve genişleme türbini çıkışlarındaki entalpiler sırasıyla;

$$h_6 = h_{7v} \quad (7)$$

$$h_{7t} = h_6 - \eta_{\text{türbin}}(h_6 - h_{7ts}) \quad (8)$$

ifadeleri ile hesaplanır. Burada h_{7ts} izentropik bir genişleme türbini (ideal türbin) ile elde edilebilecek türbin çıkışındaki soğutucu akışkan entalpisidir. Çevrimdeki diğer parametreler (buharlaşma sıcaklığı, gaz soğutucu basıncı ve ara kademe basıncı) değişken olarak alınmıştır.

Yukarıda belirtilen kabuller ve değişken olarak alınan diğer parametreler ile soğutucu akışkanın, her bir noktadaki entalpi ve entropi değerleri elde edilmiştir. Bu veriler ışığında, çevrimlerin, termodinamiğin 1. ve 2. yasa analizleri, kinetik enerji ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilerek, yapılmıştır. Bu terimlerin ihmal edilmesiyle soğutkanın her bir noktadaki akış kullanılabilirliği;

$$e = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (9)$$

ifadesi ile elde edilmiştir. Analizde kullanılan denge denklemleri her bir eleman için aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 1. Sistemi oluşturan elemanların denge denklemleri

	Enerji dengesi	Ekserji dengesi	Kütlenin dengesi
1.kompresör	$\dot{m}_2 \cdot h_2 + W_{k1} = \dot{m}_3 \cdot h_3$	$\dot{m}_2 \cdot e_2 + W_{k1} = \dot{m}_3 \cdot e_3 + I_{k1}$	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r$
Ara ısı değ.	$\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_{13} \cdot h_{13}$	$\dot{m}_3 \cdot e_3 + \dot{m}_{12} \cdot e_{12} = \dot{m}_4 \cdot e_4 + \dot{m}_{13} \cdot e_{13} + I_{au}$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$
2. kompresör	$\dot{m}_4 \cdot h_4 + W_{k2} = \dot{m}_5 \cdot h_5$	$\dot{m}_4 \cdot e_4 + W_{k2} = \dot{m}_5 \cdot e_5 + I_{k2}$	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_r$
Gaz soğutucu	$\dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_{14} \cdot h_{14} = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{15} \cdot h_{15}$	$\dot{m}_5 \cdot e_5 + \dot{m}_{14} \cdot e_{14} = \dot{m}_6 \cdot e_6 + \dot{m}_{15} \cdot e_{15} + I_{gs}$	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$
Genleşme tür.	$\dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_7 \cdot h_{7t} + W_t$ $W_{tg} = W_t \cdot \eta_m$	$\dot{m}_6 \cdot e_6 = \dot{m}_7 \cdot e_{7t} + W_t + I_t$	$\dot{m}_6 = \dot{m}_{7t} = \dot{m}_r$
Genleşme v.	$h_6 = h_{7v}$	$\dot{m}_6 \cdot e_6 = \dot{m}_7 \cdot e_{7v} + I_v$	$\dot{m}_6 = \dot{m}_{7v} = \dot{m}_r$
Evaporatör	$\dot{m}_{7t} \cdot h_{7t} + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11}$ $\dot{m}_{7v} \cdot h_{7v} + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11}$	$\dot{m}_{7t} \cdot e_{7t} + \dot{m}_{10} \cdot e_{10} = \dot{m}_1 \cdot e_1 + \dot{m}_{11} \cdot e_{11} + I_{ev}$ $\dot{m}_{7v} \cdot e_{7v} + \dot{m}_{10} \cdot e_{10} = \dot{m}_1 \cdot e_1 + \dot{m}_{11} \cdot e_{11} + I_{ev}$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{7t} = \dot{m}_r$ $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{7v} = \dot{m}_r$

Tablo 1’de verilen denge denklemleri çözülerek kompresör ve türbin işleri ile her bir sistem bileşenin tersinmezlik değerleri hesaplanmıştır. Genleşme türbinin gerçek iş değeri (W_{tg}) ise türbin kapasitesi ile türbin mekanik veriminin çarpılmasıyla elde edilmiştir. Çevrimlerin soğutma etkinlikleri ve ekserji verimleri aşağıdaki denklemler ile elde edilmiştir.

Genleşme valfi kullanan çevrim için;

$$COP = \frac{h_2 - h_7}{\frac{h_5 - h_4}{\eta_m \cdot \eta_{el}} + \frac{h_3 - h_2}{\eta_m \cdot \eta_{el}}} \quad (10)$$

$$\eta_{ll} = \frac{e_2 - e_7}{\frac{h_5 - h_4}{\eta_m \cdot \eta_{el}} + \frac{h_3 - h_2}{\eta_m \cdot \eta_{el}}} \quad (11)$$

Genleşme türbini kullanılan çevrim için;

$$COP = \frac{h_2 - h_7}{\frac{h_5 - h_4}{\eta_m \cdot \eta_{el}} + \frac{h_3 - h_2}{\eta_m \cdot \eta_{el}} - \frac{W_{tg}}{\dot{m}_r}} \quad (12)$$

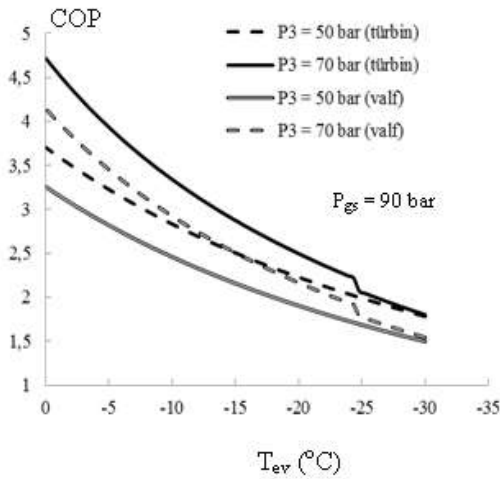
$$\eta_{ll} = \frac{e_2 - e_7}{\frac{h_5 - h_4}{\eta_m \cdot \eta_{el}} + \frac{h_3 - h_2}{\eta_m \cdot \eta_{el}} - \frac{W_{tg}}{\dot{m}_r}} \quad (13)$$

denklemleri kullanılmıştır. R744’ün termofiziksel özellikleri ve yazılan denge denklemlerinin çözümünde bir mühendislik denklem çözücü bilgisayar programı (EES) kullanılmıştır (Span ve Wagner, 1996; Klein, 2011; Lemmon vd., 2007). Denge denklemleri

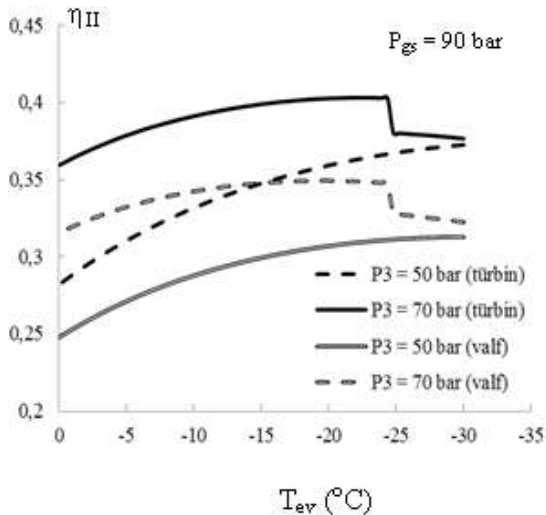
parametrik analiz yolu ile değişik sistem parametrelerinde çözülmüştür.

BULGULAR

Her iki çevrimin, sabit bir gaz soğutucu basıncında (90 bar), değişik ara kademe basınçları için soğutma etkinliklerinin ve ekserji verimlerinin soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı ile değişimleri, sırasıyla, Şekil 4 ve 5'te verilmiştir. Şekil 4 ve Şekil 5 yorumlandığında, aynı gaz soğutucu basıncı değerinde, çift kademeli transkritik R744 soğutma çevriminde genleşme valfi yerine genleşme türbini kullanımı ile COP ve ikinci yasa verimi için ortalama % 10 bir artış olacağı ifade edilebilir.



Şekil 4. Değişik ara kademe basınçları için çevrimlerin soğutma etkinliklerinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi.



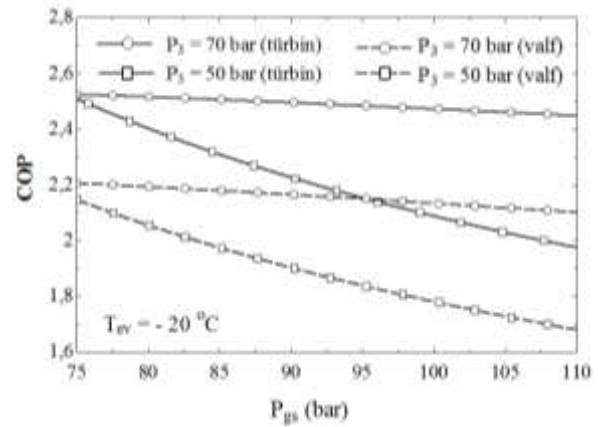
Şekil 5. Değişik ara kademe basınçları için çevrimlerin ekserji verimlerinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi.

Çevrimlerin COP ve ikinci yasa verimi değerlerinin, çevrimin gaz soğutucu basıncı ile değişimleri ise Şekil 6 ve Şekil 7'de sunulmuştur. Her iki şekilde de değişimler iki farklı ara kademe basıncı ve tek bir buharlaşma

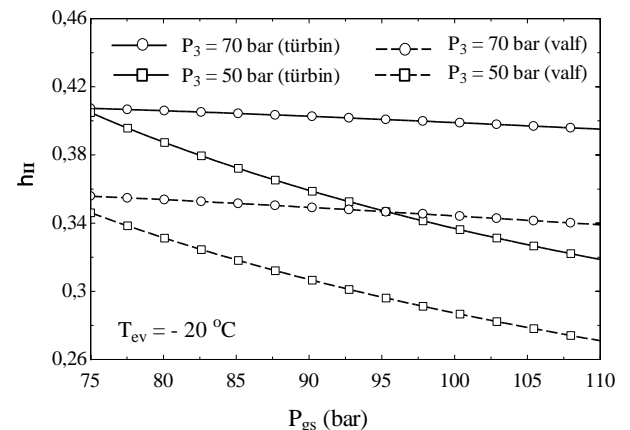
sıcaklığı (-20 °C) için sunulmuştur. Bu şekillerden görülmektedir ki, ara kademe basıncının 70 bar olması durumunda, gaz soğutucu basıncı değişse de sistemin COP ve ikinci yasa verimi değerlerinin hemen hemen değişmediği görülmektedir. Ara kademe basıncının daha düşük bir değerde olması durumunda, gaz soğutucu basıncının artışı ile COP ve ikinci yasa verimi hızla azalmaktadır. Bu sonuç aynı zamanda şunu göstermektedir ki, ara kademe basıncının belirlenmesinde kullanılan genel karekök yaklaşımı

$$(P_3 = \sqrt{P_{buh} \cdot P_{gs}}), R744 \text{ çevrimleri için yanlış sonuç}$$

vermektedir. Bu yaklaşım ara kademe basıncını, soğutucu akışkanın buharlaşma ve gaz soğutucu basınçlarının çarpımlarının karekökü olarak, belirler. Bu uygulama ideal gazlar için geçerlidir ve transkritik çevrimlerde R744 ideal gaz yaklaşımı sergilemekten uzaktır. Şekil 6 ve 7'de COP ve ekserji verimlerinin, artan gaz soğutucu basıncı ile azalmasının nedeni, kompresör iş kapasitesinin artışıdır. 70 bar ara kademe basıncında, COP ve ekserji veriminin, artan gaz soğutucu basıncı ile azalma eğilimi oldukça azdır. 50 bar ara kademe basıncında ise bu azalma eğilimi daha hızlı olmaktadır. Bu durum bir optimum ara kademe basıncının var olduğunu ifade etmektedir. Optimum ara kademe basıncının varlığı literatürdeki çalışmalardan anlaşılmaktadır ve -20 oC için 70 bar değeri civarındadır (Özgür, 2013).

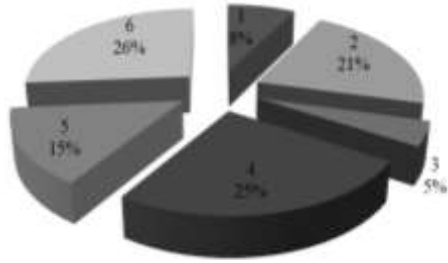


Şekil 6. Değişik ara kademe basınçları için çevrimlerin soğutma etkinliklerinin gaz soğutucu basıncı ile değişimi.

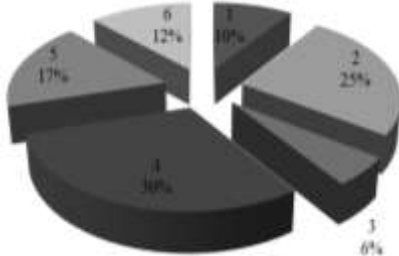


Şekil 7. Değişik ara kademe basınçları için çevrimlerin ekserji verimlerinin gaz soğutucu basıncı ile değişimi.

Her iki çevrimdeki elemanların tersinmezliklerinin oransal dağılımları Şekil 8’de sunulmuştur. Kompresörlerin ve gaz soğutucunun önemli tersinmezlik oranına sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca genişleme valfi yerine genişleme türbini kullanılması, soğutkanın basıncının azaltılması sürecindeki, tersinmezliğin % 26 dan % 12 ye azaltılmasına yol açmıştır. Bu sonuç, toplam tersinmezliğin azalmasında, genişleme türbini kullanımının önemini bir kere daha vurgulamaktadır. Şekil 8’de sunulan durum için genişleme valfi kullanılan çevrimin toplam tersinmezliği, genişleme türbini kullanılan çevrimden % 19.5 daha fazladır. Bu şekillerde; 1-buharlaştırıcı, 2- gaz soğutucu, 3- ara ısı değiştirici, 4- 1. kademe komp., 4- 2. kademe komp., 6- genişleme valfi/genişleme türbini elemanlarını ifade etmektedir.



a) Genişleme valfi çevrimi



b) Genişleme türbini çevrimi

Şekil 8. Belirli ara kademe, gaz soğutucu basınçlarında ($P_3 = 50$ bar, $P_{gs} = 90$ bar) ve -20 oC buharlaştırıcı sıcaklığı şartlarında, çevrim bileşenlerinin tersinmezlik yüzdeleri.

SONUÇ

Bu çalışmada, kritik üstü iki kademeli R744 çevriminde, genişleme valfi yerine genişleme türbininin kullanımı termodinamik açıdan analiz edilmiştir. Farklı işletme şartları için ilk olarak bir bilgisayar modeli geliştirilmiş daha sonra COP ve ekserjetik verim üzerinden değerlendirmeler yapılmıştır. Aynı zamanda bileşen seviyesindeki tersinmezlik analizleri de yapılmıştır. Bu çalışmada yapılan tüm analizlerde, CO₂’li çift kademeli bir soğutma çevriminde genişleme valfi yerine, genişleme türbini kullanımının COP (soğutma performans katsayısı) ve 2. yasa verimi (η_{II}) için artış, sistem toplam tersinmezliğinde ise azalma sağladığı görülmüştür. Dolayısıyla genişleme türbini kullanımının sistem verimliliği açısından olumlu etki oluşturduğu ifade edilebilir. Genişleme türbini kullanılan çevrimdeki

tersinmezlikler, aynı şartlarda, kısma valfi kullanılan çevrime göre daha azdır. Bu da çevrimde genişleme türbini kullanımının sistemin tersinmezlikleri (ekserji yıkımı) üzerindeki etkisini göstermektedir. Genişleme türbininin kullanılmasıyla sistemin toplam tersinmezliğinin azaldığı görülmüştür. Soğutma ve ısı pompası sistemlerinde CO₂’in soğutucu akışkan olarak kullanımı, HCFC ve HFC’lerin sızıntısından kaynaklanan, sera etkisinin azalmasında bir çözüm olabilir. Fakat bu sistemlerin 1. yasa ve 2. yasa verimleri artırılmalıdır. Son yıllarda yapılan çalışmalarda bu konuya odaklanmıştır. CO₂’in faz durumu, genişleme cihazında, kızgın buhardan doymuş sıvı-buhar karışımına dönmektedir. Bundan dolayı daha yüksek malzeme ömrüne sahip yüksek verimli genişleme türbinleri gereklidir. Yüksek sistem verimleri elde edebilmek için bu ekipmanlar üzerine odaklanmalıdır.

Tüm bu veriler ışığında, CO₂’li bir sistemde genişleme türbini kullanımının kısma (genişleme) valfine göre enerji ve ekserji verimliliği açısından daha iyi performans sergilediği görülmüştür. Ayrıca ekonomik açıdan da tasarruf sağlanabilir.

KAYNAKLAR

Alan, A., 2011, Çift Kademeli CO₂’ li Soğutma Sistemlerinde Genişleme Türbini Kullanımının Enerji Potansiyeline Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı, Isparta.

Brasz, 2001: US Patent 6,185,956

Christensen, K.G., Bertelsen P., 2004. Refrigeration Systems in Supermarkets with Propane and CO₂– Energy Consumption and Economy, Journal of EcoLibrium, Cilt: February, 26–32.

Çelik, A., 2004. Performance of Two-stage CO₂ Refrigeration Cycles, Yüksek Lisans Tezi, University of Maryland, ABD.

Kasap F., Acül H., Canbaz H., Erbil S., 2011. R744 (CO₂) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO₂) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi.

Kauf, F., 1999. Determination of The Optimum High Pressure For Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle. International Journal of Therm. Sci., 38, 325-330.

Klein, S. A., Engineering Equation Solver, version 9.022-3D, F-Chart Software, 2011.

Lemmon, E. W., Huber, M. L., McLinden, M. O., 2007. NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0, Physical and Chemical Properties Division (Software).

Nagata, H., Kakuda, M., Sekiya, S., Shimoji, M., Koda, T., 2010. Development Of A Scroll Expander For The CO₂ Refrigeration Cycle 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo, Japan, 771-783.

Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C., 2008. Second Law Analysis of Two-Stage Compression Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle, Int. J. of Energy Research 32, 1202-1209.

Özgür, A.E., 2013. İki Kademeli Kritik Nokta Üstü CO₂ Çevrimli Soğutma Sistemlerinde Optimum Ara Kademe Basıncının İncelenmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji, Cilt 1, Sayı 2, s. 71-79.

Robinson, D.,M., Groll, E.A., 1998. Efficiencies of Transcritical CO₂ Cycles With And Without An Expansion Turbine, Int. J. of Refrigeration, 21(7), 577-589.

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 Physics Chem. Ref. Data, 25(6), 1509-1596.

Stosic, N., Smith, I.K., and Kovacevic, A., 2002. Centre for Positive Displacement Compressor Technology City University, London, EC1V 0HB, U.K., 1-8.

Yang, J.L., Ma, Y.T., Liu, S.C., 2007. Performance Investigation of Transcritical Carbon Dioxide Two-Stage Compression Cycle with Expander. Energy, 32, 237-245.



Hilmi Cenk BAYRAKÇI, 1974 yılında Balıkesir’de doğdu. 1995 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden mezun oldu. 1999 yılında, yine aynı üniversitenin Makine Mühendisliği ana bilim dalında yüksek lisans derecesi aldı. 1995–1997 yılları arasında özel şirketlerde montaj ve bakım mühendisi olarak, 1997–2007 yılları arasında Süleyman Demirel Üniversitesi Senirkent Meslek Yüksekokulu Teknik Programlarında okutman olarak çalıştı. 2006 yılında doktorasını Süleyman Demirel Üniversitesi Makine Mühendisliği ana bilim dalında tamamladı. 2007 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Senirkent Meslek Yüksekokulu Teknik Programlarına Yardımcı Doçent Doktor olarak atandı. 2013 yılında Makine Teknolojileri alanında Doçent unvanını aldı. Halen aynı görevine devam etmektedir. Alternatif soğutucu akışkanlar, ekserji analizi ve temiz ve tükenmez enerji kaynakları konularında çalışmaktadır.



Arif Emre ÖZGÜR, 1977 yılında Eskişehir’de doğdu. 1998 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Tesisat Öğretmenliği Bölümü’nden mezun oldu, 2001 yılında, yine aynı üniversitenin Makine Eğitimi ana bilim dalında yüksek lisans derecesi aldı. 1998–2005 yılları arasında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü’nde araştırma görevlisi olarak çalıştı. 2005 yılında doktorasını Süleyman Demirel Üniversitesi Makine Mühendisliği ana bilim dalında tamamladı. Yine 2005 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü’ne Yardımcı Doçent Doktor olarak atandı. 2010 yılında Doçent unvanını aldı. 2011 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü’ne Doçent olarak atandı. Halen aynı görevine devam etmektedir. Alternatif soğutucu akışkanlar ve alternatif soğutma sistemleri boyutlandırılmaları, ekserji analizi ve temiz ve tükenmez enerji kaynakları konularında çalışmaktadır.



Abdullah ALAN, 1978 yılında Isparta’da doğdu. 2001 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Tesisat Öğretmenliği Bölümü’nden mezun oldu 2011 yılında, yine aynı üniversitenin Makine Eğitimi ana bilim dalında yüksek lisans derecesi aldı. 2003 yılından beri Süleyman Demirel Üniversitesi Senirkent Meslek Yüksekokulu Teknik Programlarında kısmi zamanlı öğretim elemanı olarak görev yapmaktadır. Soğutma ve iklimlendirme sistemleri üzerinde çalışmaktadır.