



CO₂ SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN MAKSİMUM PERFORMANS ANALİZİ

Özay AKDEMİR*, Ali GÜNGÖR**

Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
35100 Bornova, İzmir

* E-mail: ozay.akdemir@ege.edu.tr

** E-mail: ali.gungor@ege.edu.tr

(Geliş Tarihi: 02. 09. 2009, Kabul Tarihi: 03. 12. 2009)

Özet: Bu çalışmada, CO₂ soğutma çevrimlerinin farklı çalışma durumlarındaki termodinamik analizleri incelenmiştir. Performans değerlerinin değişimleri incelenerek, maksimum performans değerlerini sağlayan optimum gaz soğutucu basınçlarını sağlayan durumlar değişik çalışma koşulları için hesaplanarak sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Tasarımlarda hesaplanan optimum gaz soğutucu basınçları dikkate alınarak performans artışlarının sağlanabileceği belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: CO₂, soğutma, Alternatif soğutucu akışkan, Gaz soğutucu, Optimum gaz soğutucu basıncı.

MAXIMUM PERFORMANCE ANALYSIS FOR CO₂ REFRIGERATION CYCLES

Abstract: In this study, thermodynamic analysis of CO₂ refrigeration cycle is investigated for different operating conditions. Performance results variations were examined and optimum gas cooler pressures that provide maximum performance were calculated for different operating conditions and the results are given in graphics. It was determined that by considering the calculated optimum gas cooler pressures in the designs, an increase in performances can be obtained.

Keywords: CO₂, refrigeration, Alternative refrigerant, Gas cooler, Optimum gas cooler pressure.

SEMBOLLER

h	Entalpi [kJ/kg]
P	Basınç [kPa]
q	Birim kütle için ısı geçişi [kJ/kg]
s	Entropi [kJ/kg.K]
T	Sıcaklık [°C]
w	Birim kütle için iş [kJ/kg]
η	Verim
CFC	Kloroflorokarbon
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
ITK	Isıtma tesir katsayısı
ODP	Ozon tüketim potansiyeli
STK	Soğutma tesir katsayısı

Altsimgeler

evap	Evaporatör
gazsog	Gaz soğutucu
komp	Kompresör
maks	Maksimum
opt	Optimum
s	İzantropik

GİRİŞ

İnsanlar ihtiyaçlarını karşılamak için her zaman yeni teknolojiler geliştirerek başta yiyecek ve içeceklerini korumak, konforlu yaşamak ve ürünlerini daha sağlıklı muhafaza etmek amacıyla soğutma ve iklimlendirme alanında büyük atılımlar yapmışlardır. Bu teknolojik gelişmeler sonucu ortaya çıkan soğutucu akışkanların atmosferin yukarı Stratosfer katmanında oluşan ozon tabakasını deldiği ve küresel ısınmaya neden olduğu tespit edilmiştir. 1974 yılında Malina Rowland teorisi ortaya atıldıktan sonra ozon tabakasının delinmesi kamuoyunda tartışılmaya başlanmıştır. Maliba Rowland teorisinin ispatlanması kamuoyunu ozon tabakasının delinmesi konusunda daha hassas hale getirmiştir (Onat vd., 2004).

Amerika Birleşik Devletlerinde 1978'de CFC (kloroflorokarbon) içeren ve acil ihtiyaç olmayan aerosollerin kullanılması konusunda yeni yasal düzenlemeler getirilmiştir. Eylül 1987 yılında Kanada'nın Montreal kentinde ozonu tahrip eden maddelerin kullanımının kontrol altına alınması için 24 ülke ile Avrupa Ekonomik Topluluğu arasında protokol yapılmıştır. Protokolü imzalayan ülkeler dışında diğer ülkeler de ihracat, ithalat ve üretim konusunda yeni yasal düzenlemeler yapmışlardır. Ayrıca CFC'lerin

belirli zaman içerisinde kullanımının azaltılması ve hatta tamamen yasaklanması karara bağlanmıştır Ozon tabakasında meydana gelen tahribatın değerlendirilmesi ve araştırılması için 1987 yılında Montreal Protokolü'nü değerlendirme amacıyla Haziran 1990 yılında Londra'da 54 ülkenin katılımıyla yeni kararlar alınmıştır. Bu kararlarda Montreal'de alınan kararlar desteklenmiştir. Ozonu tahrip eden maddeler sınıflandırılarak yeni gruplar meydana getirilmiştir (Onat vd., 2004; Koyun vd.,2005).

Montreal Protokolü'yle çevreye verdiği zararlar nedeniyle CFC ve HCFC (hidrokloroflorokarbon) soğutucu akışkanların kullanımından kaldırılması kararlaştırılmıştır. Bu akışkanlar günümüzde dahi

iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompası uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu nedenle doğayla uyumlu, ozona zarar vermeyen ve küresel ısınmaya neden olmayacak alternatif soğutucu akışkanların üretim çalışmaları büyük önem ve hız kazanmıştır. Gelecekte bu akışkanların yerine kullanılacak akışkanlar iki ana grup altında incelenebilir. Bunlardan biri HFCs yani hidroflorokarbonlar diğer grup ise doğal soğutucu akışkanlardır. CO₂ zehirli ve yanıcı olmayan, sızıntı halinde küresel ısınmaya yol açmayan ve ozon tabakasının delinmesine neden olmayan birkaç akışkandan biridir. Tablo 1'de uygulamada çok kullanılan bazı akışkanların özellikleri verilmektedir (Kim vd., 2004).

Tablo 1. Bazı soğutucu akışkanların özellikleri (Kim vd., 2004)

	R-12	R-22	R-134a	R-407C	R-410A	R-717	R-290	R-744
Alev alma/toksitlik	H/H	H/H	H/H	H/H	H/H	E/E	E/H	H/H
Moleküler kütlesi (kg/kmol)	120.9	86.5	102.0	86.2	72.6	17.0	44.1	44.0
Normal kaynama noktası	-29.8	-40.8	-26.2	-43.8	-52.6	-33.3	-42.1	-78.4
Kritik basınç (MPa)	4.11	4.97	4.07	4.64	4.79	11.42	4.25	7.38
Kritik sıcaklık (°C)	112.0	96.0	101.1	86.1	70.2	133.0	96.7	31.1
İndirgenmiş basınç^a	0.07	0.10	0.07	0.11	0.16	0.04	0.11	0.47
İndirgenmiş sıcaklık^b	0.71	0.74	0.73	0.76	0.79	0.67	0.74	0.90
Soğutma kapasitesi (kJ/m³)	2734	4356	2868	4029	6763	4382	3907	22545
İlk ticari olarak kullanım yılı	1931	1936	1990	1998	1998	1859		1869

^a : 0°C'daki doyma basıncının kritik basınca oranı

^b : 273.5 K değerinin kritik sıcaklığa oranı

^c : 0°C'daki volümetrik soğutma kapasitesi

20. yüzyılın başlarından itibaren CO₂ iklimlendirme ve denizcilikte kullanılan soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Sentetik halokarbonlar çevreye olan zararlı etkileri nedeniyle yerlerini CO₂'li sistemlere bırakmaktadır. CFC'ların küresel ısınma potansiyelleri (GWP) yüksektir. Genel olarak atmosfere bırakılan 1 kg CFC atmosfere bırakılan 1 kg CO₂'ye kıyasla küresel ısınmada 1000 – 3000 kat arası daha etkin rol oynar. Sadece bu sonuç dahi Kyoto Protokolünde neden bu gazların tüketiminin yeniden düzenlendiğini anlamak için yeterlidir. CO₂ yanıcı ya da toksit özelliklere sahip olmayan doğal akışkandan biridir. Ucuz, doğada rahatlıkla bulunabilen ve çevreye diğer gazlara kıyasla çok daha az zararı olan bir gazdır. CO₂'in GWP = 1'dir. Ancak teknik gaz olarak kullanıldığında bu değer CO₂'nin sanayi ürünlerinin yan ürünü olarak ortaya çıkmasından dolayı 0 olmaktadır (Gürleyen vd., 2008). Şekil 1'de bazı soğutucu akışkanların ODP (ozon tüketim potansiyeli) ve GWP değerleri verilmektedir.

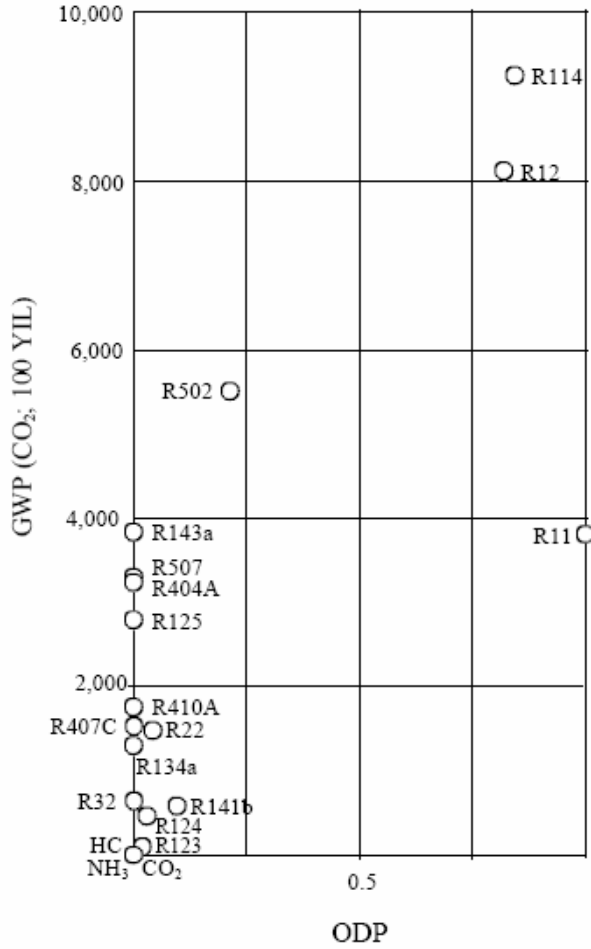
20. yüzyılın başlarında CO₂ (R-744) yaygın olarak kullanılan bir soğutucu akışkan olmakla birlikte, 1940'lı yıllardan itibaren florokarbon kimyasallarının bulunmasıyla kullanımdan kalkmıştır. 1980'li yılların sonunda Norveç Teknik Üniversitesi'nde Gustav Lorentzen'in çalışmalarıyla, yaklaşık yarım yüzyıl aradan sonra, tekrar gündeme gelmiştir. Florokarbon soğutucu akışkanlar üzerindeki çevresel şüphelerin artması üzerine doğal soğutucu akışkanların kullanımı

özellikle yanmaz ve zehirsiz özelliklerinden dolayı CO₂'ye olan ilgi artmıştır.

Yüksek basınç kontrolündeki "kritik basınç üstü" çevrim olarak adlandırılan yeni kavram ilk olarak Gustav Lorentzen ve arkadaşları tarafından geliştirilerek patenti alınmıştır. Norsk Hydro endüstriyel grubu tarafından bu çalışma 1990'da tüm ticari hakları satın alınarak SINTEF Ar-Ge programına dahil edilmiştir. 90'lı yılların başlarında bu teknolojinin fizibilitesi ve rekabet edilebilirliği gösterilerek Norsk Hydro firması bu çalışmanın lisansını ve teknolojik gelişmesini Shecco Teknoloji ticari markasıyla piyasaya sunmuştur (Bulgurcu ve Uslu, 2007).

1999'da "kritik basınç üstü" CO₂ sistemlerinin ilk ticari uygulamaları; sıcak su ısı pompalarında, 2003'ten itibaren yakıt hücreli taşıtlarda ve son yıllarda ticari soğutma sistemlerinde görünmeye başlamıştır.

Kauf (1999) yapmış olduğu çalışmada CO₂ soğutma çevriminin grafiksel ve simulasyon olarak gaz soğutucunun optimum basınç değerlerini araştırmış ve çevre havası sıcaklığına göre değişimini incelemişlerdir. Liano vd. (2000) yapmış oldukları çalışmada gaz soğutucunun optimum basınç değerlerini evaporatör ve gaz soğutucusu çıkış sıcaklıklarına göre denklemsel olarak ifade etmişlerdir.



Şekil 1. Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri (15th Informatory Note on Refrigerants, 2004).

Bu çalışmada, CO₂ soğutucu akışkanlı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizi gerçekleştirilerek, gaz soğutucunun farklı basınçlarındaki, soğutucu akışkanın gaz soğutucudan farklı çıkış sıcaklıklarındaki ve farklı evaporatör sıcaklıklarındaki çalışma durumları incelenmiştir. Gaz soğutucusundan atılan özgül ısı miktarları, evaporatörden çekilen özgül ısı miktarları, basınç oranları, kompresör işleri belirlenerek sistemin ısıtma tesir katsayıları (ITK) ve soğutma tesir katsayıları (STK) belirlenmiştir. İncelenen çalışma koşullarındaki optimum durumlar araştırılarak sonuçlar aktarılmıştır.

TEORİK ANALİZ

CO₂ için kritik sıcaklık ve kritik basınç değerleri sırasıyla $T_{kr} = 31.1 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $P_{kr} = 73.8 \text{ bar}$ olarak belirtilmektedir. Kritik nokta sıcaklığının düşük olması sebebiyle CO₂ soğutucu akışkanlı ısı pompaları, kritik nokta değerlerinden daha yüksek sıcaklıklarda çalışmak durumundadırlar. Dolayısıyla konvansiyonel sistemlerdeki yoğuşturucu yerine, CO₂ soğutucu akışkanlı sistemlerde gaz soğutucu olarak adlandırılan bir ısı değiştirici kullanılmaktadır. Sistemdeki gaz soğutucusunda, kritik nokta basıncından daha yüksek basınç değerleri oluşmaktadır (80–120 bar). Yüksek basınç için cidar kalınlığı artırılmış bir gaz soğutucu gerektirmektedir. Bu durum, gaz soğutucu ile çevre

akışkan arasındaki ısı transferini azaltmaktadır. Günümüzde küçük kanallar yardımıyla oluşturulmuş gaz soğutucu tasarımları ile yüksek ısı transfer katsayıları elde edilebilmektedir. Bu katsayı, CO₂ soğutucu akışkanlı sıcak su ısı pompaları için oldukça iyi değerlere ulaşmıştır. Neksa, iyi bir gaz soğutucu tasarımı sayesinde CO₂'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ile gaz soğutucuya giren su sıcaklığı arasındaki farkın birkaç dereceye kadar düşürülebileceğini belirtmiştir (Neksa, 2004; Özgür, 2007).

Bu çalışmada incelenen CO₂ soğutucu akışkanlı soğutma çevriminin şematik gösterimi Şekil 2'de ve P-h ve T-s diyagramı Şekil 3'de verilmektedir. Gaz soğutucusunda ısı atımı, CO₂'in kritik sıcaklığı ve kritik basıncı değerlerinin üstünde gerçekleşmektedir. Dolayısıyla ısı atımı sonrasında CO₂ sıvı faza dönüşmemektedir. Kısmi vanasına giriş sıcaklığını düşürmek ve kompresöre giriş noktasının kızgın buhar yaparak sistem performansını artırmak için etkinliği 1 kabul edilen iç ısı değiştirici kullanılmaktadır. Bu çalışmada kompresöre giren soğutucu akışkanın iç ısı değiştiricide 5°C aşırı kızdırıldığı kabul edilmektedir. Kısmi valfinin çıkışında ıslak buhar olarak elde edilen CO₂, evaporatöre gönderilmektedir ve iç ısı değiştiriciye doymuş buhar olarak girmektedir.

CO₂ çalışma akışkanının kullanıldığı kompresörlerin izantropik verimleri basınç oran aralıkları 1-10 değerleri arasında 0.827 ile 0.726 arasında değiştiği Robinson ve Groll yaptıkları çalışmada belirlemişlerdir. Bu çalışmada kompresörün izantropik verimi 0.7 olarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir (Robinson ve Groll, 1998). Bu durumda özgül kompresör işi denklem 1;

$$w_{\text{komp}} = \frac{h_{2,s} - h_1}{\eta_{\text{komp},s}} \quad (1)$$

gaz soğutucusundan atılan özgül ısı miktarı denklem 2;

$$q_{\text{gazsog}} = h_2 - h_3 \quad (2)$$

evaporatörden çekilen özgül ısı miktarı denklem 3;

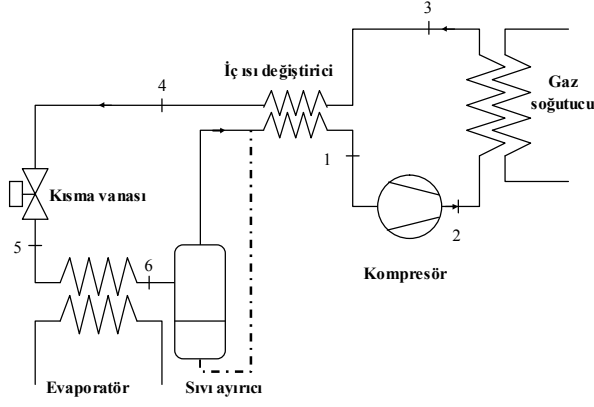
$$q_{\text{evap}} = h_6 - h_5 \quad (3)$$

kullanılarak belirlenebilir.

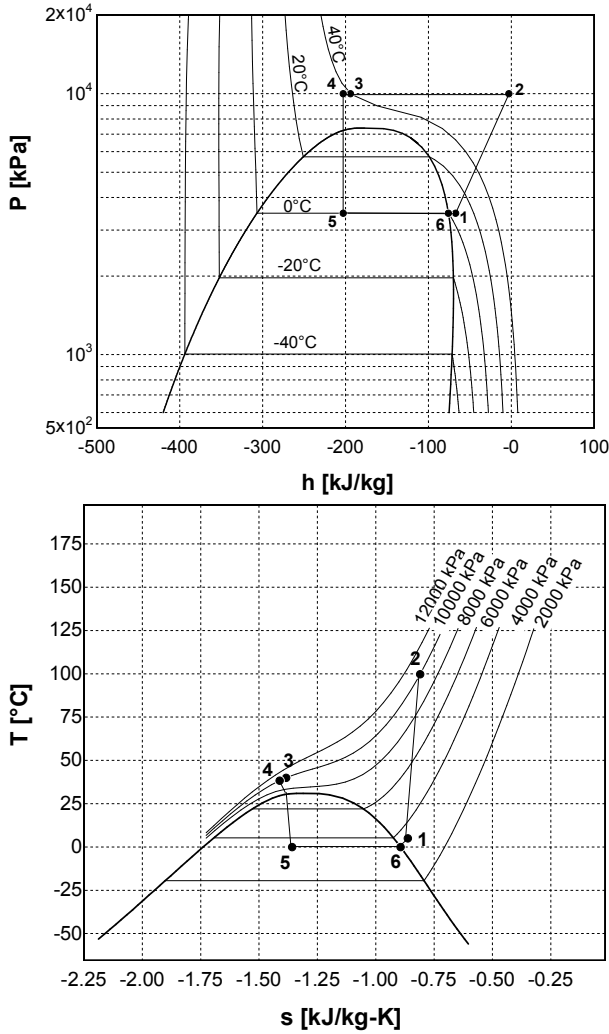
Isıtma tesir katsayısı ve soğutma tesir katsayısı denklem 4 ve 5 kullanılarak hesaplanabilir.

$$\text{ITK} = \frac{q_{\text{gazsog}}}{w_{\text{komp}}} \quad (4)$$

$$\text{STK} = \frac{q_{\text{evap}}}{w_{\text{komp}}} \quad (5)$$



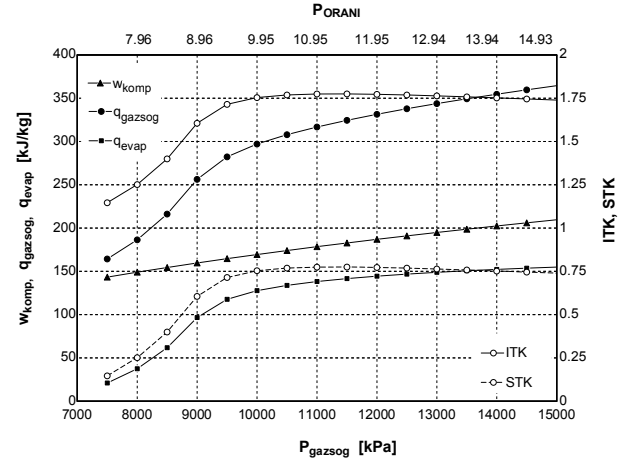
Şekil 2. CO₂ soğutucu akışkanlı soğutma çevriminin şematik görünümü.



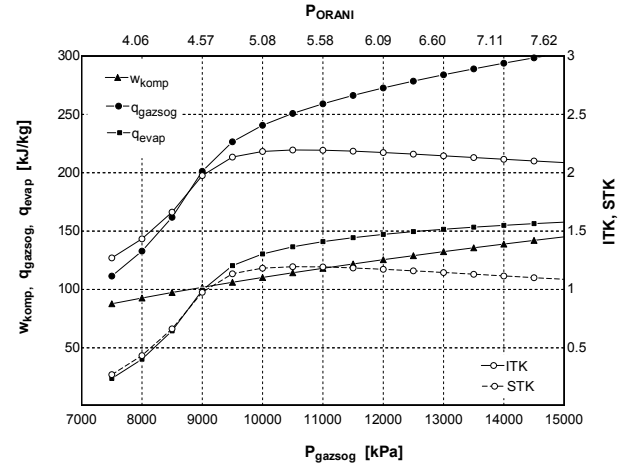
Şekil 3. Soğutma çevriminin P-h ve T-s diyagramı.

Şekil 4, 5, 6'da soğutucu akışkanın gaz soğutucudan 40°C, 45°C, 50°C çıkış sıcaklıkları (T_3) için gaz soğutucu basıncına (P_2) göre basınç oranı, ITK, STK, özgül kompresör işi, gaz soğutucudan atılan ve evaporatörden çekilen özgül ısı miktarlarının değişimleri verilmektedir. Gaz soğutucudan çıkış sıcaklıkları ve evaporatör sıcaklıkları sabit tutularak basınç artırıldığında özgül ısı miktarlarında ve kompresör işlerinde artış olmaktadır. Gaz

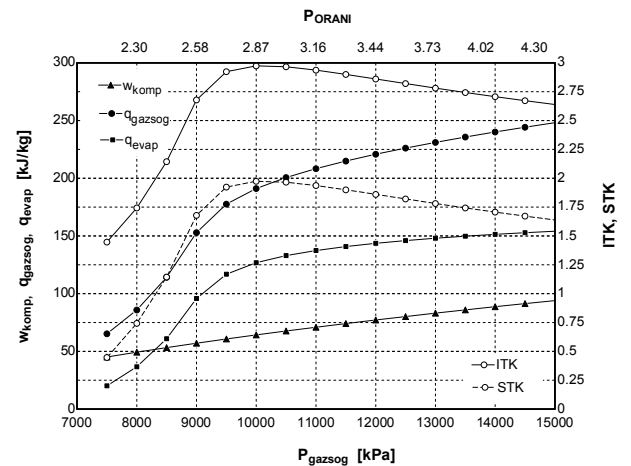
soğutucusundan çıkış sıcaklıkları ve basınçları sabit tutularak evaporatör sıcaklıkları artırılırsa kompresör işlerinde ve gaz soğutucusundan atılan özgül ısı miktarlarında azalma, ITK ve STK değerlerinde artış olmaktadır. Evaporatör sıcaklıkları ve gaz soğutucusundaki basınçlar sabit tutularak gaz soğutucusundan çıkış sıcaklıkları artırıldığında gaz soğutucusundan atılan ve evaporatörden çekilen özgül ısı miktarları ile ITK ve STK azalma olmaktadır. Özgül kompresör işinde bir değişim olmamaktadır.



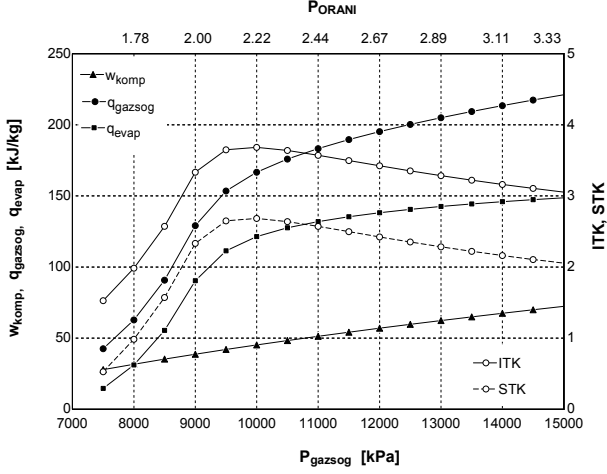
(a) $T_3 = 40^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = -40^\circ\text{C}$



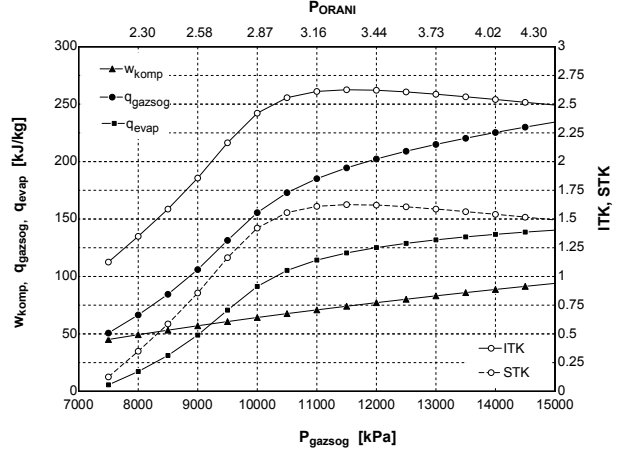
(b) $T_3 = 40^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = -20^\circ\text{C}$



(c) $T_3 = 40^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = 0^\circ\text{C}$

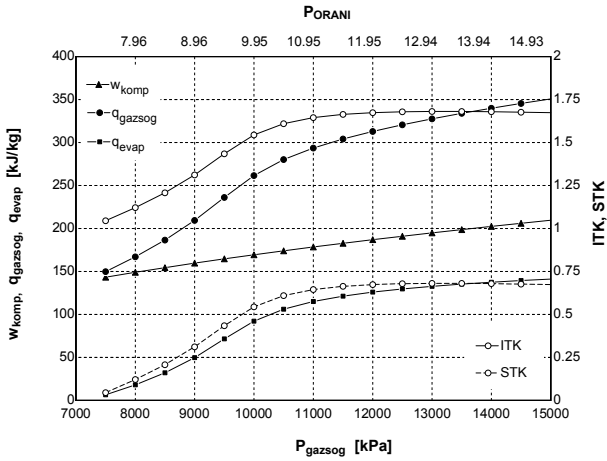


(d) $T_3 = 40^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = 10^\circ\text{C}$

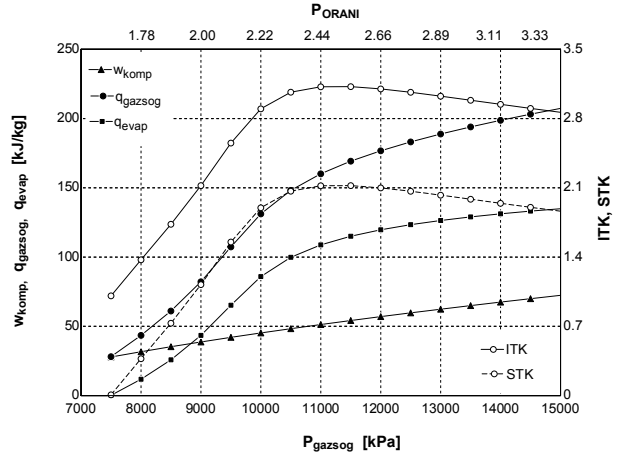


(c) $T_3 = 45^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = 0^\circ\text{C}$

Şekil 4. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı $T_3 = 40^\circ\text{C}$ için gaz soğutucu basıncına (P_2) göre basınç oranı, ITK, STK, özgül kompresör işi, atılan ve çekilen özgül ısı miktarlarının değişimi.

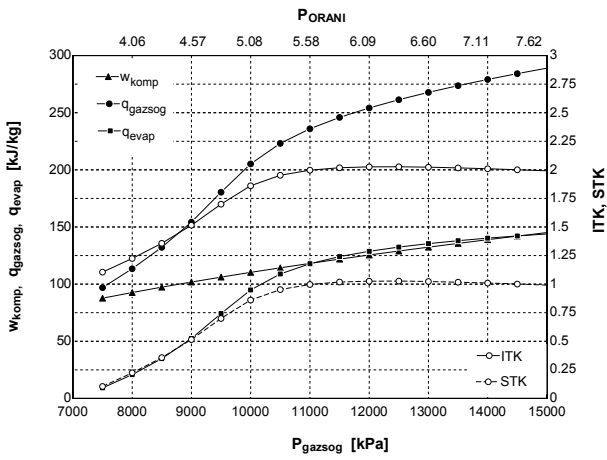


(a) $T_3 = 45^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = -40^\circ\text{C}$

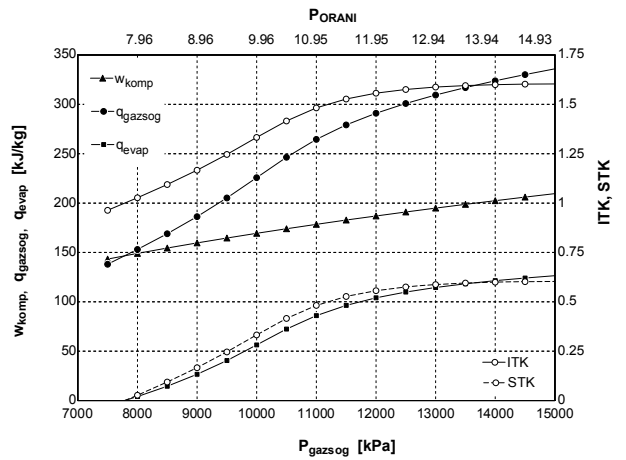


(d) $T_3 = 45^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = 10^\circ\text{C}$

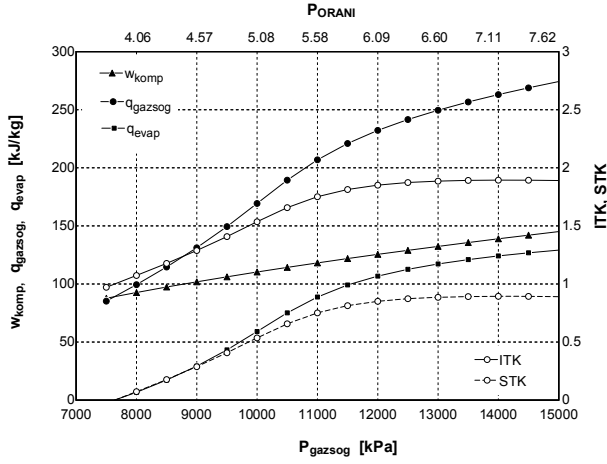
Şekil 5. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı $T_3 = 45^\circ\text{C}$ için gaz soğutucu basıncına (P_2) göre basınç oranı, ITK, STK, özgül kompresör işi, atılan ve çekilen özgül ısı miktarlarının değişimi.



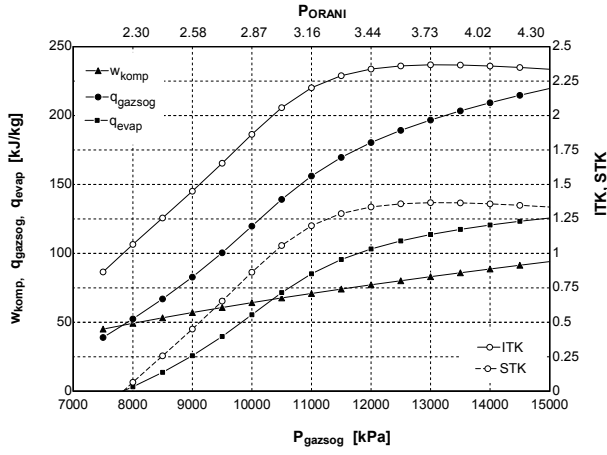
(b) $T_3 = 45^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = -20^\circ\text{C}$



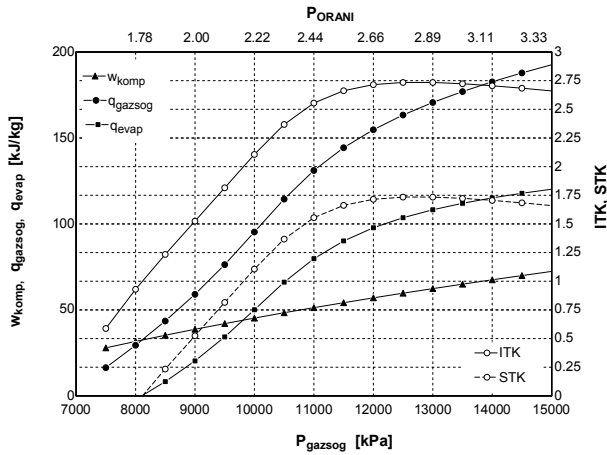
(a) $T_3 = 50^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = -40^\circ\text{C}$



(b) $T_3 = 50^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = -20^\circ\text{C}$



(c) $T_3 = 50^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = 0^\circ\text{C}$

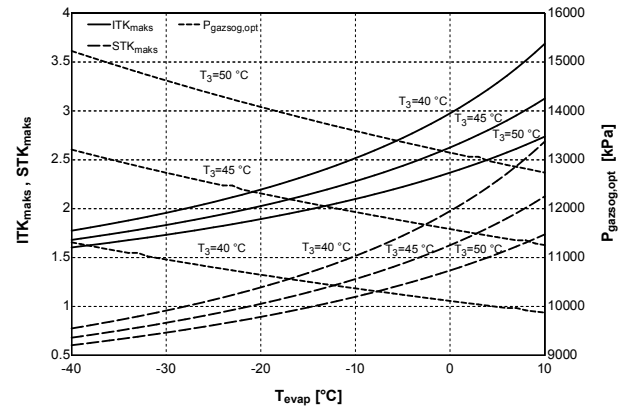


(d) $T_3 = 50^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = 10^\circ\text{C}$

Şekil 6. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı $T_3 = 50^\circ\text{C}$ için gaz soğutucu basıncına (P_2) göre basınç oranı, ITK, STK, özgül kompresör işi, atılan ve çekilen özgül ısı miktarlarının değişimi.

Şekil 4, 5, 6'da görüldüğü gibi ITK ve STK değerlerinin maksimum değere ulaştıktan sonra azalma eğilimine girdiği görülmektedir. Şekil 3'deki P-h diyagramında

görüldüğü üzere gaz soğutucu çıkışında izotermal eğrilerinin basıncın artmasıyla dik hale gelmektedir. Basıncın artmasıyla evaporatördeki özgül ısı kapasitesindeki değişimin azalması ve kompresör işinin artmasıyla ITK ve STK değerlerinde azalmaya neden olmaktadır. Şekillerden görüldüğü üzere CO_2 soğutucu akışkanlı soğutma çevrimlerinin farklı çalışma koşullarında maksimum performansı sağlayan optimum gaz soğutucu basıncı bulunmaktadır. Şekil 7'de evaporatör sıcaklığına ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığına (T_3) göre optimum gaz soğutucu basıncı, maksimum ITK ve STK değerlerinin değişimi verilmektedir. Gaz soğutucusundan çıkış sıcaklığı sabit tutularak evaporatör sıcaklığı artırıldığında optimum gaz soğutucu basıncı azalmakta, fakat maksimum performans değerleri artmaktadır. Evaporatör sıcaklığı sabit tutularak gaz soğutucusundan çıkış sıcaklığı artırıldığında optimum gaz soğutucu basıncında artma ve performans değerlerinde azalma görülmektedir. CO_2 soğutucu akışkanlı soğutma sistemlerinin çalışma şartlarının belirlenmesinde optimum çalışma basınçlarının dikkate alınarak tasarımların gerçekleştirilmesi büyük önem taşımaktadır.



Şekil 7. Evaporatör sıcaklığı için gaz soğutucu çıkış sıcaklığına (T_3) göre optimum gaz soğutucu basıncı, maksimum ITK ve maksimum STK değerlerinin değişimi.

SONUÇ

Ozon tabakasına zarar vermesi nedeniyle CFC ve HCFC türündeki soğutucu akışkanların kullanımına yapılan uluslararası protokollerle 2030 yılında tamamen son verilmesi planlanmıştır. Bu nedenle çevresel sorunlara alternatif bir soğutucu akışkan olarak kabul edilen ve performans açısından uygun sonuçlar veren CO_2 soğutucu akışkanlı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Tasarım parametreleri incelendiğinde maksimum performans değerlerini sağlayan optimum bir gaz soğutucu basıncının olduğu görülmektedir. Bu çalışmada, farklı çalışma parametreleri değerlendirilerek sonuçlar verilmiştir.

Bu sonuçlar incelendiğinde çalışma şartlarının belirlenmesinde performans değerlerini maksimum yapan optimum çalışma basınçlarının dikkate alınarak tasarımların gerçekleştirilmesi gerektiği görülmektedir. Ozon tabakasına ve sera etkisi yönünden avantajlar

sunan CO₂ soğutucu akışkanlı soğutma sistemlerinin pazar payının artırılabilmesi için fiyatlarının ve ağırlıklarının düşürülmesi, servis ve bakım ekipmanlarının yaygınlaştırılarak alt yapılarının güçlendirilmesi ve soğutma çevriminde oluşan yüksek basınçlar nedeniyle sistemlerin güvenli çalışmalarının sağlanması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

Bulgurcu, H., Uslu, T., Tasıt İklimlendirme Sistemlerinde Soğutucu Akışkan Olarak Karbondioksit (CO₂) Kullanımı, *Soğutma Dünyası*, Sayı 39, Yıl 10, 2007.

Carbon Dioxide as a Refrigerant, *15th Informatory Note on Refrigerants, International Institute of Refrigeration*, 2000.

Gürleyen, K., Güngör, S., Çoban, M. T., Güngör, A., Karbondioksit (R-744) Soğutucu Akışkanlı Isı Pompası Sistemleri, *Soğutma Dünyası*, Sayı 41, Yıl 11, 2008.

Kauf, F., Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles, *Int. J. Therm. Sci.*, 38, 325-330, 1999.

Kim, Man-Hoe, Pettersen, J., Bullard, C. W., Fundamental Process and System Design Issues in CO₂ vapor compression systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 119-174, 2004.

Koyun, T., Koyun, A., Acar, M., Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Sayı: 88, 46-53, 2005.

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.

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.

Onat, A., İmal, M., İnan A. T., Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar, *KSU Journal of Science and Engineering*, 7(1)-2004.

Özgür, A. E., CO₂ Soğutkanlı Sıcak Su Isı Pompalarının Performans Analizi, VIII. Ulusal *Tesisat Mühendisliği Kongresi*, s. 177-184, 2007.

Robinson, D. M., Groll, E. A., Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, *Int. J. of Refrigeration*, Cilt: 21 No: 7, 577-589, 1998.

Özay AKDEMİR

1975 yılı Ankara doğumlu, evli ve bir erkek çocuk babasıdır. 1997 yılında Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Yüksek Lisans eğitimini 2001 yılında Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde ve doktora eğitimini 2007 yılında aynı üniversitenin Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde tamamlamıştır. 1998-2007 yılları arasında Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. Halen Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Öğretim Üyesi olarak çalışmaktadır.

Ali GÜNGÖR

1955 Elazığ doğumlu, evli ve iki kız çocuk babasıdır. Ege Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1977 yılında Mühendis, 1978 yılında Yüksek Mühendis ve aynı Üniversitenin Güneş Enerjisi Enstitüsü'nden 1985 yılında Doktor Mühendis derecelerini aldı. 1986 yılında Kanada'da Brace Research Institute'de altı ay araştırmalarda bulundu. 1989 yılında Isı ve Madde Transferi Bilim Dalında Doçent oldu. 1996 yılında Ege Üniversitesinde Profesör ünvanını aldı. Halen Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Bölüm Başkanı ve Öğretim Üyesi olarak çalışmaktadır.