

CO₂ Soğutucu Akışkanlı Isı Pompasının Soğutma ve Isıtma Karakteristiklerinin İncelenmesi

*¹Bahri AKSU and ²Hüseyin KURT

¹Elektrik ve Enerji Bölümü, Karabük Meslek Yüksekokulu, Karabük Üniversitesi, Karabük, TÜRKİYE

²Makina Mühendisliği, Mühendislik Fakültesi, Karabük Üniversitesi, Karabük, TÜRKİYE

Özet

Isı pompaları evsel uygulamalarda ısı ihtiyacının karşılanmasında fosil kökenli yakıtlara bir alternatif olarak gözükmektedir. Isı pompası çevriminde yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanlar, CFC ve HCFC bileşikleridir. Bu soğutucu akışkanların küresel ısınma ve ozon tabakasına zarar verme gibi olumsuz çevresel etkileri söz konusudur. Bu gazların ozon delme potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma etkisi(GWP) oldukça fazladır. Bu nedenle günümüzde doğal soğutucu akışkanların önemi gittikçe artmaktadır. CO₂ soğutucu akışkanı ODP=1 ve GWP=0 olan bir soğutucu akışkandır. Bu özelliklerinden dolayı CO₂ gelecekte çok kullanılacak bir soğutucu akışkan olacağı tahmin edilmektedir. Bu çalışmada, CO₂ soğutucu akışkan ile çalışan bir ısı pompasının soğutma ve ısıtma karakteristikleri analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre optimum gaz basıncı, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile büyük miktarda, buharlaşma sıcaklığı ile küçük miktarda artış göstermektedir. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça ısıtma tesir katsayısı artmakta, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı arttıkça ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Soğutma çevrimi, ısı pompası, karbondioksit

Abstract

Heat pump applications are seen as an alternative to fossil fuels based heating systems.. Widely used refrigerants in the heat pump cycle are CFC and HCFC compounds. They cause negative environmental impacts such as global warming and depletion of the ozone layer. Ozone depleting potential (ODP) and global warming potential (GWP) of these gases are quite high. Therefore the importance of natural refrigerants is increasing rapidly. CO₂ emerges as a refrigerant which has low ODP (1) value and low GWP (0) value. compressor, heat exchanger and other equipments have been working to produce CO₂ compatible products. In this study the characteristics of a heatpump which use CO₂ as a refrigerant have been analyzed. According to the obtained results ; the increase of optimum gas cooler pressure largely depending on gas cooler outlet temperature but smaller depending on evaporating temperature. The coefficient of performans increases while the evaporation temperature increases. The coefficient of performans decreases while the gas cooler outlet temperature increases.

Key words: Refrigeration cycle, heat pump, carbon dioxide

1. Giriş

Son yıllarda fosil esaslı enerji kaynaklarının tükenmeye yüz tutması, alternatif enerji kaynaklarının kullanılması ve küresel ısınma sebebiyle çoğu dünya ülkesi atmosfere olan salınımların azaltılması yönünde çalışmalar yapmaktadır. Bu amaçla konfor şartlarının sağlanmasında, fosil yakıtlarla çalışan ısıtma sistemleri haricinde, alternatif ısıtma ve buna bağlı olarak da soğutma sistemleri ortaya konmuştur. Isı pompaları, enerji tasarrufu ve çevresel kaynakların kullanılması açısından bugün daha çok tercih edilmeye başlanmıştır[1].

Bilindiği üzere ısı pompaları hava, su ve toprak kaynaklı olarak çalışmaktadır. Müstakil konutlarda toprak kaynaklı ısı pompaları, son yıllarda daha çok tercih edilir olmuştur. Genelde yüksek verimli ve pahalı olması nedeniyle özel bir müşteri profili olan bu sistem, son 15 yılda sağladığı enerji tasarrufu nedeniyle, artan kullanım ve ucuzlayan fiyatlarla çok farklı bir kullanıma oturmuştur. Bugün toprak kaynaklı ısı pompaları Avrupa Amerika'da enerji amaçlı ve Amerika da tasarruf olarak devlet ve çevre örgütlerince tavsiye edilen bir sistem niteliğine kavuşmuştur. Ülkemizde de son zamanlarda villa ve müstakil evlerde bu sistemin kullanımı yaygınlaşmaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompalarında, birçok soğutucu akışkan kullanılmaktadır. Küresel ısınma nedeniyle, soğutma sistemleri ve ısı pompalarında alternatif soğutucu akışkan kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. Bu akışkanlardan biri de CO₂ olup, son yıllarda özellikle ticari tip soğutucularda kullanımı giderek yaygınlaşmıştır [1]. Isı transfer kapasitesinin yüksek olması ve diğer soğutkanlara nazaran çevreyi bir akışkan olması nedenlerinden ötürü üzerinde birçok çalışma yapılan ve yapılmaya devam edilen araştırmacıların ilgi odağındaki bir konudur.

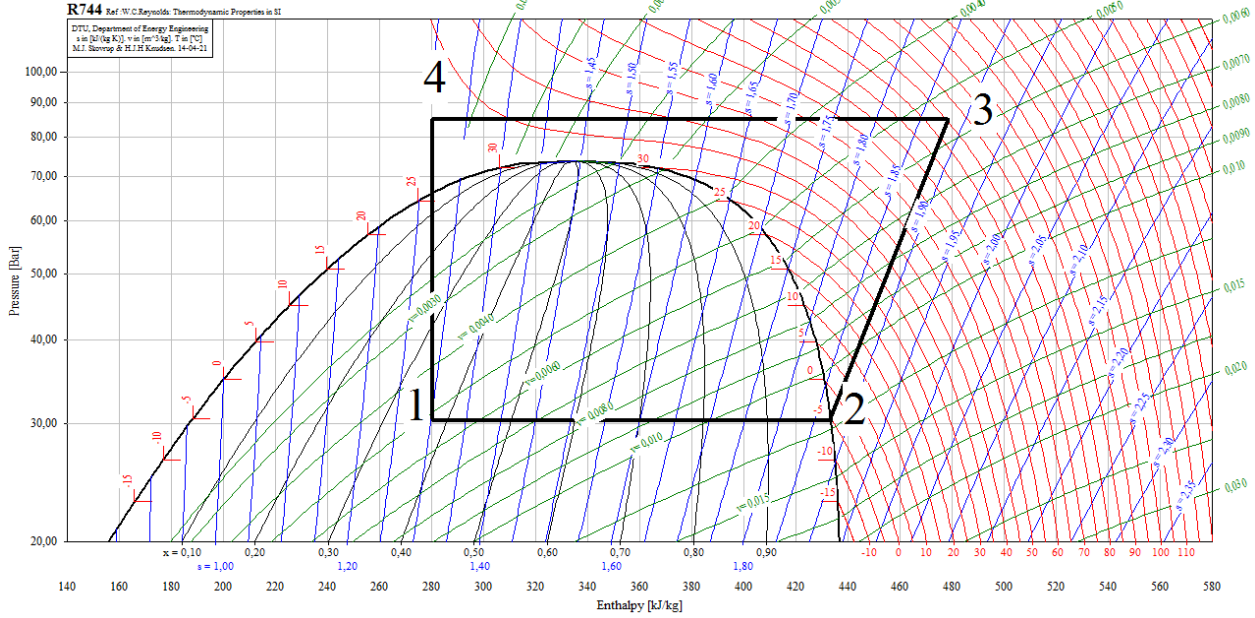
Kauf(1999) yapmış olduğu çalışmada CO₂ soğutma çevriminin grafiksel ve simülasyon olarak gaz soğutucunun optimum basınç değerlerini araştırmış ve çevre havası sıcaklığına göre değişimini incelemiştir[2]. CO₂ nin soğutucu akışkan olarak yıllara bağlı hangi alanlarda ne kadar kullanımının arttığını **Pearson (2005)** yaptığı çalışmada ayrıntılı olarak belirtmiştir[3]. Benzer bir şekilde CO₂ soğutma çevrimlerinin farklı çalışma durumlarındaki termodinamik analizleri **Akdemir Ö.,Güngör A. (2009)** tarafından yapılmıştır.Çalışmada, performans değerlerinin değişimlerini inceleyerek, maksimum performans değerlerini sağlayan optimum gaz soğutucu basınçlarını değişik çalışma koşulları için hesaplamışlar ve sonuçları grafikler halinde sunmuşlardır[4]. **Özgür A.E. ve arkadaşları (2009)** “Kritik Nokta Üstü Çevrimli CO₂ Soğutma Sistemlerinde Optimum Gaz Soğutucu Basıncı: Yeni Bir Korelasyon” isimli çalışmalarında transkritik çevrim için optimum gaz soğutucu basıncına bağlı kolerasyon ile kendi elde ettikleri kolerasyonun karşılaştırmışlardır[5]. **Özgür A.E. ve Bayrakçı H.C., (2010)** kritik nokta üstü çevrim ile çalışan, tek kademeli, CO₂ soğutkanlı bir ısı pompası teorik olarak modellemiştir. Isı pompasının ekserji verimi elde ederek ve gaz soğutucudan çıkan CO₂'in sıcaklığının sistemin ekserji verimine olan etkisi sunmuştur. Buharlaşma sıcaklığı aralığı olarak -10 C ile +10 C seçmiştir. Hesaplamaları bir bilgisayar programı yardımı ile (EES-Engineering Equation Solver) yapmış, elde edilen sonuçlar grafiksel olarak vermiştir[6]. **Acül H. ve arkadaşları, (2011)** CO₂ li soğutma çevrimini ve ekipmanlarını detaylı olarak tanıtmış ve bunların tasarım esaslarını belirtmişlerdir[7].

Yapılan bu çalışmada da konu ile ilgili literatürdeki çalışmalara paralel olarak -15°C ile 0 °C buharlaşma ve 30°C ile 45°C gaz soğutucu çıkış sıcaklık değerleri aralığında optimum gaz

soğutucu basınçları belirlenerek ısı pompasının ITK ve STK değerleri elde edilmiş sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

2. Materyal ve Metot

Kritik nokta üstü CO₂ soğutucu akışkanlı bir ısı pompası performansının hesaplanması için tek kademeli bir çevrim ele alınmıştır. Çevrimin ln P-h diyagramı Şekil 1’de görülmektedir.



Şekil 1. Transkritik CO₂ Çevrimi lnP-h Diyagramı

Şekil 1’de görülen 1-2 arası evaporatörde sabit basınçta buharlaşma, 2-3 arası kompresörde izentropik sıkıştırma, 3-4 arası gaz soğutucuda sabit basınçta ısı atımı, 4-1 arası ise genişleme valfinden sabit entalpide genişleme aşamalarıdır.

Subkritik çevrimde 3-4 noktaları sabit basınç ve sıcaklıkta yoğunlaşma işidir. Ancak transkritik çevrimde bu noktalar kritik noktanın üzerinde olduğu için akışkanda faz değişikliği meydana gelmez. Bu sebeple subkritik çevrimdeki kondenserin yerini transkritik çevrimde gaz soğutucu alır. Diğer ekipmanların isim ve görevlerinde herhangi bir değişiklik yoktur.

Transkritik çevrimde kompresörden elde edilecek basınç (P_{gs}) ve gaz soğutucudan akışkanın çıkış sıcaklığı (T_4) ve buharlaşma sıcaklığı (T_b) sistemin performansını önemli şekilde etkileyen parametrelerdir. Kompresörün izentropik verimleri Robinson ve Groll tarafından verilen (1) numaralı ifade ile hesaplanmıştır.

$$n_k = 0,815 + \left(0,022 \left(\frac{P_{gs}}{P_b}\right)\right) - \left(0,041 \left(\frac{P_{gs}}{P_b}\right)^2\right) + \left(0,0001 \left(\frac{P_{gs}}{P_b}\right)^3\right) \quad (1)$$

(1) nolu denklemde verilen P_{gs} optimum gaz soğutucu basıncı olarak nitelendirilir. Sistemin enerji verimi belirli bir gaz soğutucu basıncında optimuma ulaşır. Bu optimum değer bulunabilmesi için sistemin diğer tasarım parametrelerinin de bilinmesi gerekir. Optimum gaz basıncının bulunmasına yönelik literatürde çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Optimum gaz basıncılarının bulunmasında Özgür, A.E., tarafından verilen (2) numaralı kolerasyon ifadesi kullanılmıştır.

$$P_{gs} = 283,5689 + (-0,10102 \times T_b) + (-20,2585 \times T_4) + (0,59476 \times (T_4)^2) + (-0,00504 \times (T_4)^3) \quad (2)$$

Optimum gaz soğutucu basınçları, buharlaşma sıcaklık değerleri (T_b) sırasıyla -15 °C, -10 °C, -5 °C, 0 °C ve gaz soğutucu çıkış sıcaklıkları (T_4) ise 30 °C ile 45 °C sıcaklık aralığında hesaplanarak bulunmuş ve aynı parametrelere göre (1) nolu ifade kullanılarak izentropik verimlerde hesaplanmıştır.

Gaz soğutucu, evaporatör, ve kompresörün enerji değerleri özgül olarak hesaplanmıştır. Gerekli olan entalpi değerleri "COOLPACK" isimli yazılımdan elde edilmiştir. Enerji ifadeleri sırasıyla şöyledir.

Evaporatör;

$$q_b = (h_2 - h_1) \quad (3)$$

Kompresör;

$$w_k = \frac{(h_{3s} - h_2)}{n_k} \quad (4)$$

$$n_k = \frac{(h_{3s} - h_2)}{(h_3 - h_2)} \quad (5)$$

Burada h_{3s} kompresörün izentropik sıkıştırması sonucu elde edilecek entalpi değeridir.

Gaz soğutucu;

$$q_{gs} = (h_3 - h_4) \quad (6)$$

Genleşme valfi;

$$h_4 = h_1 \quad (7)$$

Termodinamiğin birinci kanunu sonucu elde edilecek ısıtma tesir katsayısı (ITK) ve soğutma tesir katsayısı (STK) ise sırasıyla;

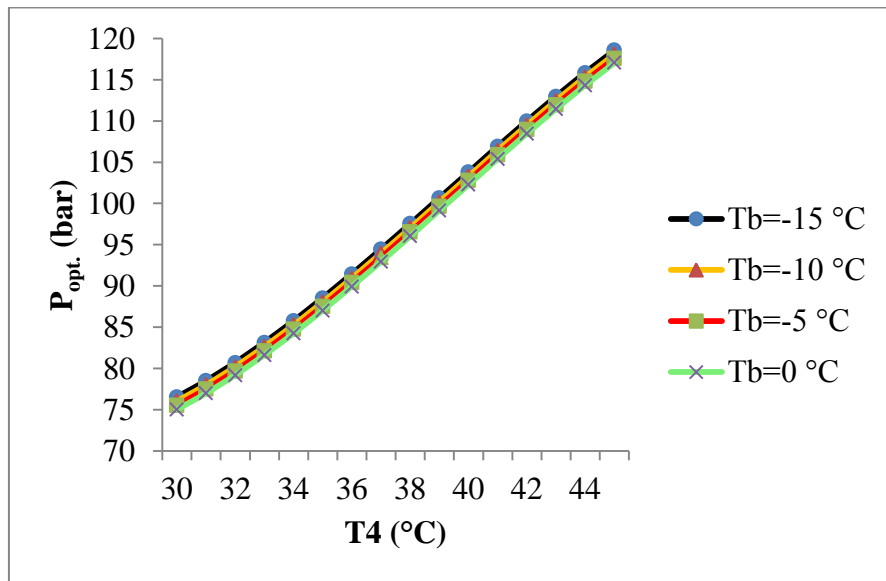
$$ITK = \frac{q_{gs}}{w_k} \quad (8)$$

$$STK = \frac{q_b}{w_k} \quad (9)$$

Isı pompası sisteminin yukarıda verilen parametre ve eşitlikler kullanılarak enerji değerleri bulunmuştur.

3. Bulgular

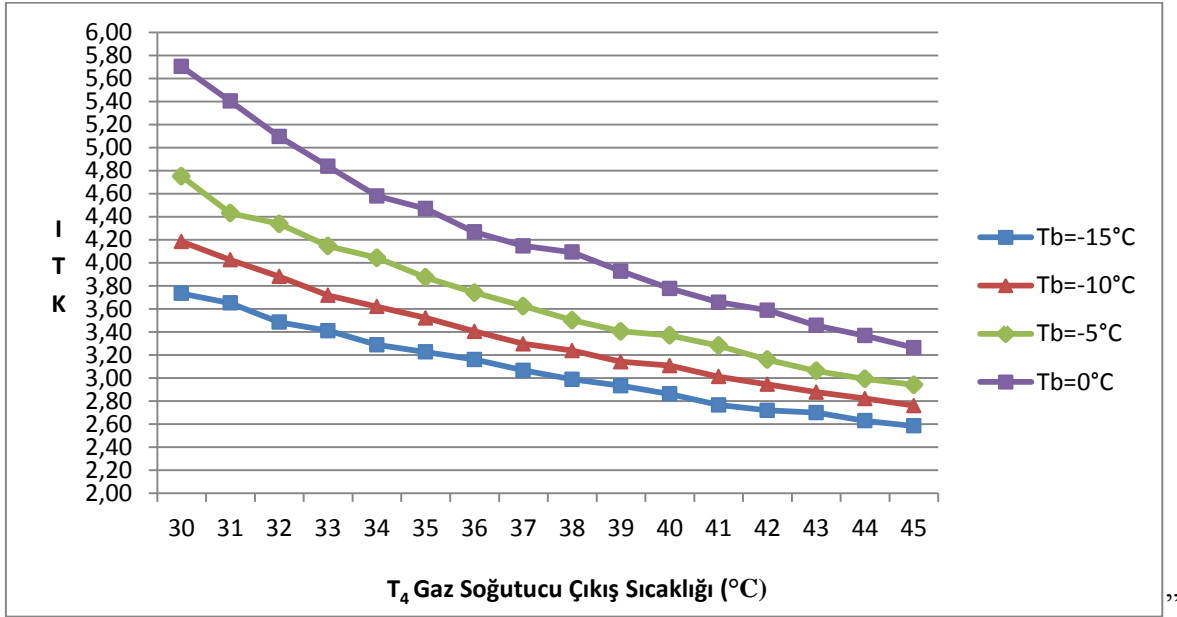
Şekil 2’de gaz soğutucu çıkış sıcaklıkları (T_4) ve buharlaşma sıcaklıklarına (T_b) göre optimum gaz soğutucu basınçlarının (P_{gs}) değişimi görülmektedir. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı arttıkça optimum gaz basıncında artış meydana gelmektedir. Benzer şekilde buharlaşma sıcaklığı da arttığında optimum gaz soğutucu basıncı artmaktadır. Ancak şekilden de görüleceği üzere optimum gaz basıncına gaz soğutucu çıkış sıcaklığı buharlaşma sıcaklığından daha fazla etki etmektedir.



Şekil 2. T_4 ve T_b ye göre P_{gs} değerlerinin değişimi

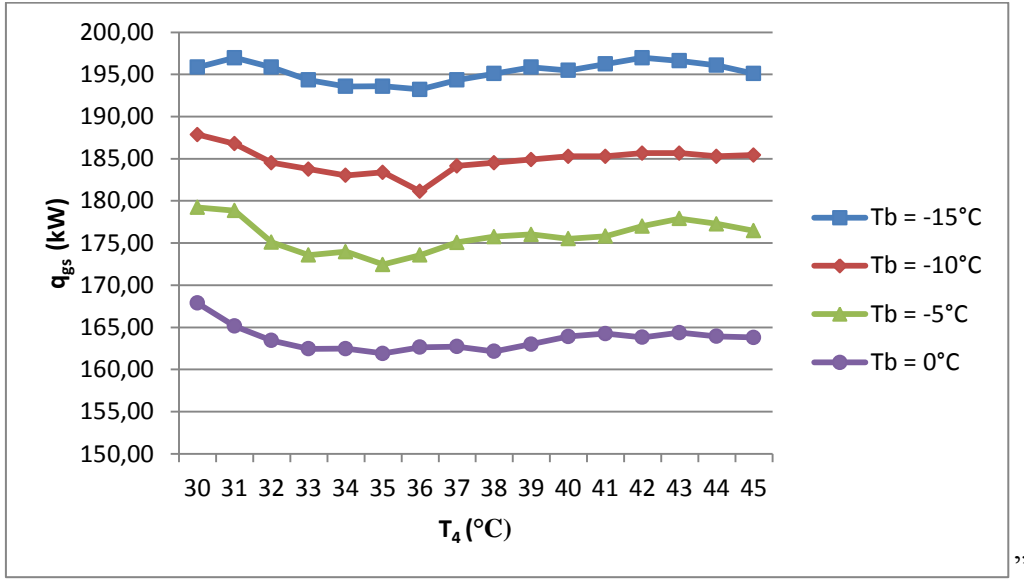
Şekil 3’de ise soğutucu çıkış sıcaklıkları (T_4) ve buharlaşma sıcaklıklarına (T_b) göre ITK değerlerinin değişimi görülmektedir. En yüksek ısıtma tesir katsayısı $T_b = 0^\circ\text{C}$ de ve $T_4 = 30^\circ\text{C}$ de elde edilmektedir. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı arttıkça sistemin ısıtma tesir katsayısı belirgin bir şekilde düşmektedir. Ancak buharlaşma sıcaklığı arttıkça sistemin ısıtma tesir katsayısı

artmaktadır. Analizler termodinamiğin birinci kanununa göre yapıldığından soğutma tesir katsayısı ısıtma tesir katsayısından 1 eksik değerlerde çıkacaktır. Soğutma tesir katsayısı için ayrıca bir grafik verilmemiştir.

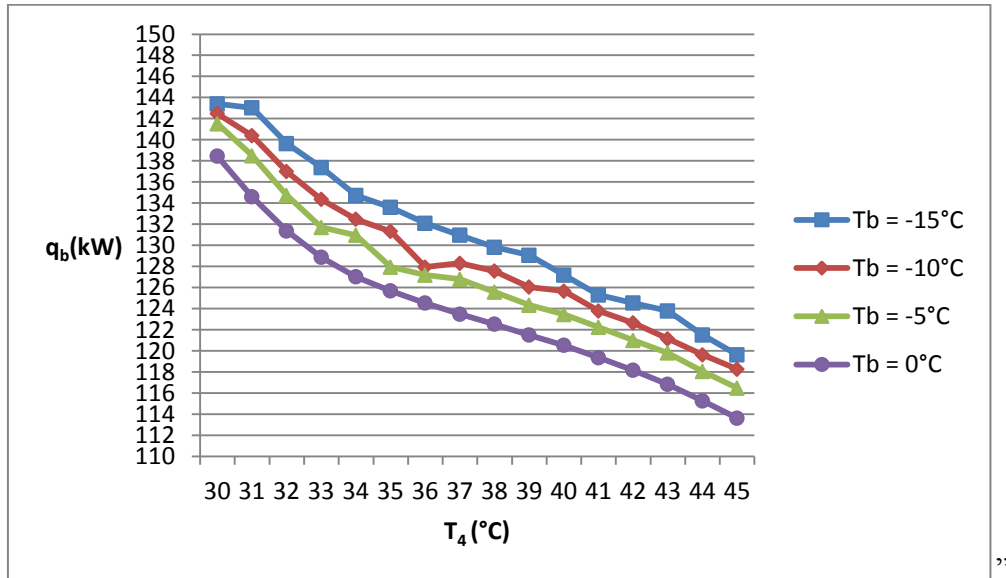


Şekil3. T₄ ve T_b ye göre ITK değerlerinin değişimi

Şekil 4'de ise soğutucu çıkış sıcaklıkları (T₄) ve buharlaşma sıcaklıklarına (T_b) göre gaz soğutucu kapasitesi (q_{gs}) değerlerinin değişimi görülmektedir. Sistem analizi yapılırken değişkenlere göre optimum gaz soğutucu basınçları belirlenip bu optimum gaz soğutucu basınçlarına göre verim hesapları yapılmıştır. Dolayısıyla şekilden de görülebileceği gibi gaz soğutucu kapasitesi gaz soğutucu çıkış sıcaklığından pek fazla etkilenmemiştir. Ancak buharlaşma sıcaklığı gaz soğutucu kapasitesini belirgin bir şekilde etkilemektedir. Buharlaşma sıcaklığı azaldıkça gaz soğutucu kapasitesinde artış meydana gelmektedir.

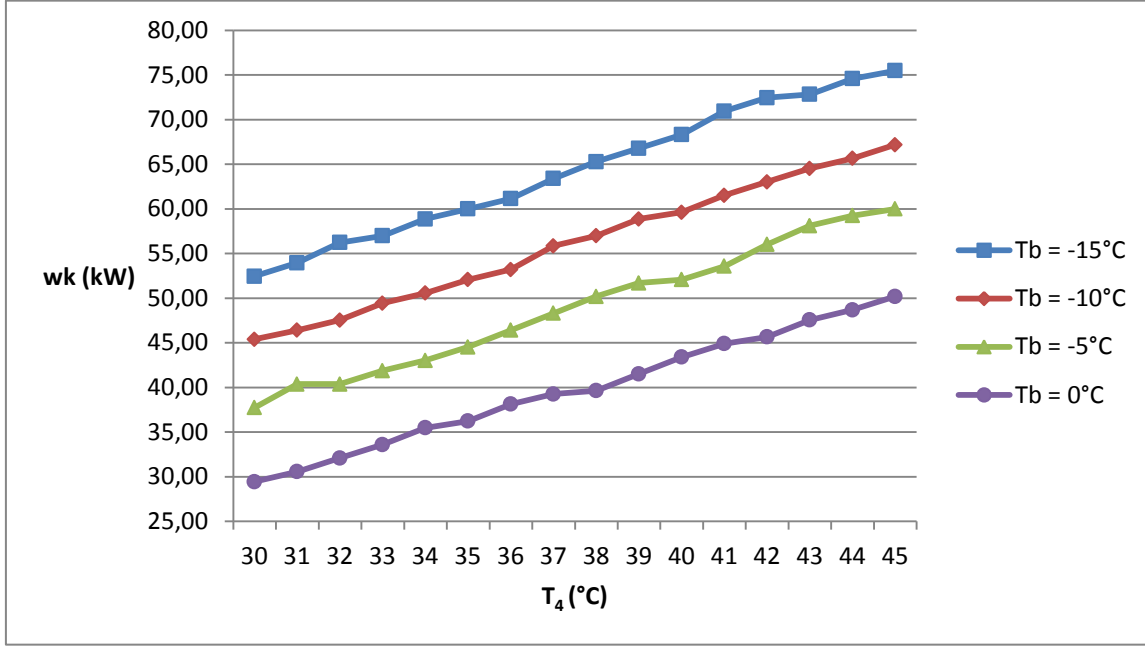
Şekil4. T₄ ve T_b ye göre q_{gs} değerlerinin değişimi

Şekil 5’de ise soğutucu çıkış sıcaklıkları (T₄) ve buharlaşma sıcaklıklarına (T_b) göre buharlaştırıcı (q_b) kapasitesinin değişimi görülmektedir. En yüksek buharlaştırıcı kapasitesine T_b= -15°C de ve T₄=30°C şartında ulaşılmıştır. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı artıkça buharlaştırıcı kapasitesi azalmış, buharlaşma sıcaklığı düştükçe de tersi şekilde buharlaşma kapasitesi artmıştır.

Şekil5. T₄ ve T_b ye göre q_b değerlerinin değişimi

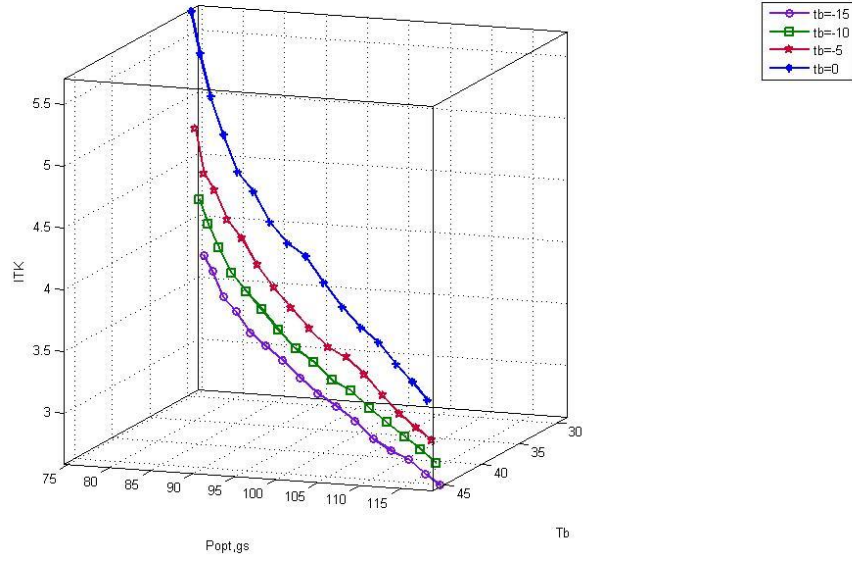
Şekil 6’de ise soğutucu çıkış sıcaklıkları (T₄) ve buharlaşma sıcaklıklarına (T_b) göre kompresörün harcadığı enerji (w_k) değişimi görülmektedir. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı artıkça

kompresörün harcadığı enerji miktarı artmakta, buharlaşma sıcaklığı arttıkça kompresörün harcadığı enerji miktarı düşmektedir. En yüksek kompresör işine $T_b = -15^\circ\text{C}$ de ve $T_4 = 45^\circ\text{C}$ şartında ulaşılmıştır



Şekil 6. T_4 ve T_b ye göre w_k değerlerinin değişimi

Şekil 7’de tüm bu değişimler tek bir grafikte üç boyutlu olarak gösterilmiştir. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça ısıtma tesir katsayısı artmakta, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı arttıkça ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır. Basınç değişimi için aynı durum söz konusu değildir. Bunun sebebi ise sistem analizi yapılırken basınç bağımsız değişken olarak ele alınmamıştır. Şekil 7.’de görülen basınç değerleri buharlaşma sıcaklığı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığına göre optimum gaz soğutucu basınç değerleridir. Yani buharlaşma sıcaklık ve gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarına göre optimum gaz soğutucu basınçları belirlenmiş bu optimum gaz soğutucu basınç değerlerine göre sistemin performansı incelenmiştir.



Şekil7. T_4 ve T_b ye göre P_{gs} ve ITK değerlerinin değişimi

4. Sonuçlar ve Öneriler

Ozon tabakasına zarar vermesi ve küresel ısınmaya etkileri nedeniyle CFC ve HCFC bileşimlerinden oluşan soğutucu akışkanların kullanımlarının uluslararası protokollerle 2030 yılında tamamen kaldırılması planlanmaktadır. Dolayısıyla ısıtma ve soğutma sektöründe CO_2 nin kullanımının artması öngörülmektedir.

CO_2 ısı pompası sisteminden iyi bir performans alabilmek için öncelikle sistemin sınır koşulları olan buharlaşma sıcaklığı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığı belirlenmeli sonra bu koşullara göre optimum gaz soğutucu basıncı tayin edilerek sistem ekipmanları seçilmelidir. Sistem bu sınırlar içinde çalıştırılmalıdır. Çünkü gaz soğutucu basıncının optimum değerden alçak olduğunda da yüksek olduğunda da sistemin performansında düşüş meydana gelmektedir.

Referanslar

- [1] BAYRAKÇI, H.C., ÖZGÜR, A.E., Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında CO_2 Kullanımı, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı 130, Sayfa 68-72, Temmuz/Ağustos 2012.
- [2] KAUF, F., Determination of The Optimum High Pressure For Transcritical CO_2 Refrigeration Cycle, International Journal of Therm. Sci., 38, 325-330, 1999.
- [3] PEARSON A., Carbon dioxide-new uses for an old refrigerant, 2005
- [4] AKDEMİR, Ö., GÜNGÖR A., CO_2 Soğutma Çevrimlerinin Maksimum Performans Analizi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Sayı 30, Sayfa 37-43, 2010.

- [5] ÖZGÜR, A.E., BAYRAKÇI, H.C., AKDAĞ, A.E., Kritik Nokta Üstü Çevrimli CO₂ Soğutma Sistemlerinde Optimum Gaz Soğutucu Basıncı:Yeni Bir Kolerasyon, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Sayı 29, Sayfa 23-28, 2009.
- [6] ÖZGÜR, A.E., BAYRAKÇI, H.C., CO₂ Soğutucu Akışkanlı Isı Pompalarında Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığının Ekserji Verimine Etkisi Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Sayı 30, Sayfa 73-78, 2010.
- [7] KASAP, F., ACÜL, H., CANBAZ, H., ERBİL, S., R744 (CO₂) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO₂) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarımı, X.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Nisan 2011, İZMİR
- [7] Thermophysical Properties R744, İnternational Institute of Refrigeration,2003
- [8] IIR 15th Informatory Note on Refrigerants, February 2000
- [9] LEMMON, E. W., HUBER, M. L., MCLINDEN, M. O., NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0, Physical and Chemical Properties Division, 2007
- [10] DuPont - CantaÇ Ağ ve GüneÇ Gaz Ltd. ğti. Mayıs 2010
- [11] EVANS C. L., BOHN Group-Product Management, CO₂ Unit Coolers for Supermarket Refrigeration Systems, September 2009
- [12] Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division, Food Retail CO₂ Refrigeration Systems, Danfoss A/S (RA Marketing/MWA), DKRCE.PA.R1.A1.02 / 520H3371, February 2009
- [13] ONBAŞIOĞLU H., An Overview of Vapour Compression System Using Natural Refrigerant CO₂, İSKİD ACV&R Journal of Turkey, Vol:2, pp: 48-64, 2010
- [14] SARKAR, J., BHATTACHARYYA, S., RAMGOPAL, M., Optimization of a Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications, International Journal of Refrigeration, 27, 2004.
- [15] ZIMMERMANN, A., —Carbon Dioxide as the Refrigerant in Supermarket, CO₂ Compressors, 10th Short Course in Supermarket Refrigeration, 2010
- [16] Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division, CO₂ Refrigerant for Industrial Refrigeration, Danfoss A/S (RA Marketing/MWA), DKRCLPZ.000.C1.02 / 520H2242, September 2007