

CO₂ SOĞUTKANLI SICAK SU ISI POMPALARININ PERFORMANS ANALİZİ

Arif Emre ÖZGÜR

ÖZET

Küresel ısınma Dünya'mızın en önemli sorunu olarak günden güne varlığını daha ciddi hissettirmektedir. Bu sorunun önemli kaynaklarından biri, ısı pompalarından kaçak yoluyla ve arıza giderilmesi amacıyla atmosfere salınan soğutkanlardır. Bu çalışmada, çevresel sorunlara alternatif bir çözüm olarak kabul edilen ve performans açısından olumlu sonuçlar ortaya koyan CO₂'in, sıcak su ısı pompalarında kullanılabilirliği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, ısı pompası uygulamalarında CO₂'in soğutkan olarak kullanılabilir olduğunu göstermektedir. Fakat CO₂ soğutkanlı ısı pompalarında, optimum gaz soğutucu basıncı değerine uygun gaz soğutucu basıncının sağlanamaması, performans açısından oldukça olumsuz sonuçlara sebep olmaktadır. Bu çalışmada, değişik buharlaşma sıcaklıkları için optimum gaz soğutucu basıncı değerleri grafikler ile sunulmuştur. Ayrıca buharlaşma sıcaklığının sistem performansına etkisi ve 4 kW buharlaştırıcı kapasitesi için ısı pompasından elde edilebilecek ısıtma kapasitesi ile kompresör gücü değerlerinin gaz soğutucu basıncı ile değişimi verilmiştir. Yine 4 kW buharlaştırıcı kapasitesi ve 1 kg/s'lik su debisi için ısı pompasından elde edilebilecek sıcak su sıcaklığının gaz soğutucu basıncı ile değişimi de verilmiştir.

1. GİRİŞ

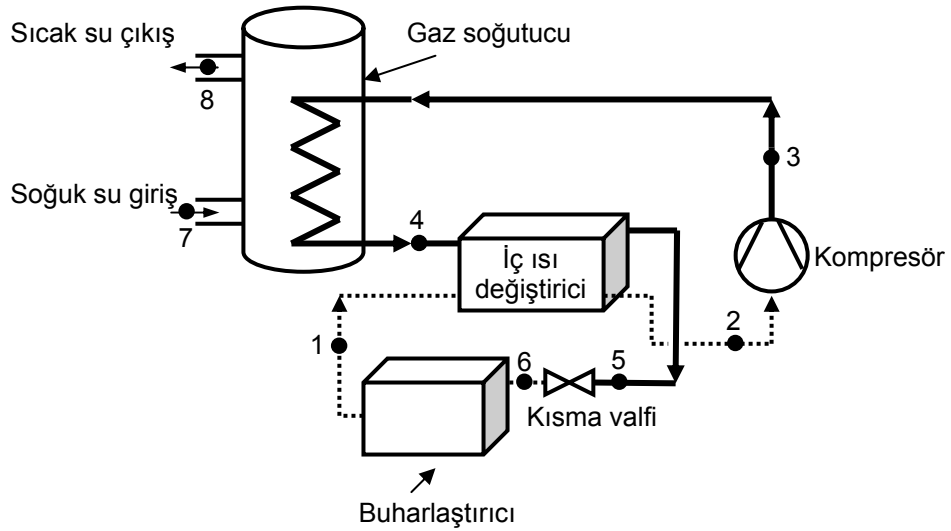
Çevresel sorunlar nedeniyle üretimi ve kullanımı çeşitli uluslar arası protokollerle yasaklanan CFC ve HCFC soğutkanlara ilave olarak, ozon tabakasına zarar vermeyen, fakat küresel ısınmaya sebep olan HFC-134a soğutkanı kullanımının da kısıtlanması, Avrupa Birliği üyesi ülkeleri tarafından planlanmaktadır [1]. Dolayısıyla ısı pompalarında kullanılacak alternatif soğutkanlara ihtiyaç vardır. Günümüzde hidrokarbonlar (izobütan, propan vb. akışkanlar/karışımlar), amonyak, su ve CO₂ gibi doğal akışkanlar, alternatif soğutkanlar olarak kabul edilmektedir. Hidrokarbonların patlayıcı ve yanıcı olması nedeniyle büyük kapasiteli sistemlerde kullanılmaları sakıncalıdır. Amonyakın zehirli olması, bu soğutkanın kullanımını kısıtlamaktadır. Libr-H₂O akışkan çiftli absorpsiyon sistemlerinde su soğutkan olarak kullanılmaktadır. Bu sistemlerdeki düşük buharlaştırıcı basıncı ve 0 °C nin altına düşürülemeyen buharlaştırıcı sıcaklığı önemli problemlerdir. CO₂ ise 20 yy.'ın başlangıcında ısı pompalarında en çok kullanılan soğutkanlar arasındaydı [2]. Fakat 1960'lı yıllardan sonra sadece çok düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmıştır ve kullanımı azalmıştır. Çünkü kimyasal yöntemler ile üretilen CFC ve HCFC akışkanları, CO₂ in yerini almıştır. Günümüzde ise birçok ısı pompası uygulaması için CO₂ soğutkanının kullanımı tekrar yoğun olarak araştırılmaktadır.

CO₂ soğutkanlı ısı pompalarında sistemden ısı atımı, CO₂'in kritik sıcaklığı ve kritik basıncı değerlerinin üstünde gerçekleşmektedir. Dolayısıyla ısı atımı sonrasında CO₂ sıvı faza dönüşmemektedir ve sistemde yoğuşturucu yerine bir gaz soğutucu kullanılmaktadır. Yoğuşma kısma valfi içinde olmaktadır. Kısma valfinin çıkışında ıslak buhar olarak elde edilen CO₂, buharlaştırıcıya gönderilmektedir. CO₂'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı, ısı atılan kaynak ile gaz soğutucu arasındaki ısı transferine bağlıdır. CO₂ soğutkanlı ve dış havaya ısı atımı gerçekleştiren ısı pompalarının verimliliği dış hava sıcaklığına çok bağlıdır. CO₂ soğutkanlı soğutma ve ısı pompası sistemlerinin performansları, dış ortam sıcaklığından, konvansiyonel akışkanlı sistemlerinkine göre daha çok etkilendiği teorik ve deneysel çalışmalar ile belirlenmiştir [3].

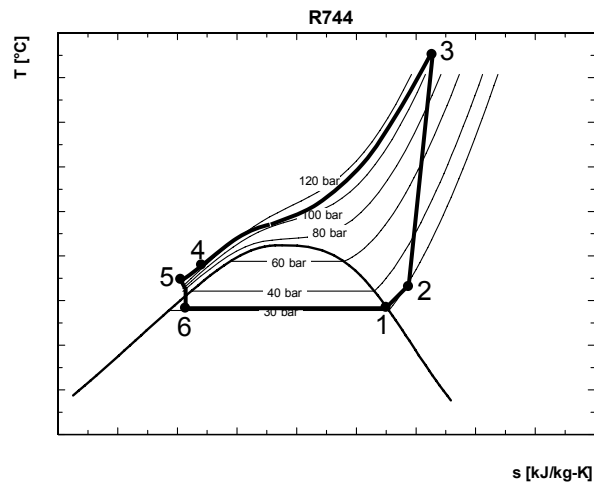
Dolayısıyla CO₂ soğutkanlı ısı pompalarının suya ısı atımı gerçekleştirilmesi, daha doğru bir seçim olarak kabul edilebilir. Su ile CO₂ arasındaki ısı transferi, eşit gaz soğutucu yüzey alanı şartlarında, CO₂ ile hava arasındaki ısı transferine göre daha fazladır. CO₂'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı, gaz soğutucuya giren su sıcaklığına çok yaklaştırılabilir ve ısı pompasının Isıtma Tesir Katsayısı (ITK) değerinde artış sağlanır. Neksa ve diğerleri, deneysel olarak yaptıkları bir çalışmada, 60 °C sıcaklıkta su elde edebilmek için CO₂ soğutkanlı ısı pompası, elektrikli ısıtıcı ve gaz yakıtlı ısıtıcıların enerji gereksinimlerini karşılamışlardır [4]. CO₂ soğutkanlı ısı pompasının diğer sistemlere göre %75 daha az enerji harcadığını belirtmişlerdir.

2. TEORİK ANALİZ

Bu çalışmada incelenen CO₂ ısı pompası sisteminin şematik gösterimi ve çevrimin T-s diyagramının şematik gösterimi sırasıyla şekil 1 ve 2'de verilmiştir. Daha öncede bahsedildiği gibi, sistemden ısı atımı esnasında CO₂'in sıvılaştığı ve kısma valfi sonrası soğutkanın ıslak buhara dönüştüğü, bu şekillerden görülebilir.



Şekil 1. CO₂ soğutkanlı sıcak su ısı pompası sistemi şematik çizimi.



Şekil 2. CO₂ soğutkanlı sıcak su ısı pompası çevriminin T-s diyagramında şematik olarak gösterilmesi.

CO₂ için kritik sıcaklık ve kritik basınç değerleri sırasıyla T_{kr} = 31.1 °C ve P_{kr} = 73.8 bar olarak belirtilmektedir [5]. Kritik nokta sıcaklığının düşük olması sebebiyle CO₂ soğutkanlı ısı pompaları, şekil 2'den de görüldüğü gibi, kritik nokta değerlerinden daha yüksek sıcaklıklarda çalışmak durumundadırlar. Bununla beraber sistemin gaz soğutucusunda, kritik nokta basıncından daha yüksek basınç değerleri oluşmaktadır (80–120 bar). Yüksek basınç, cidar kalınlığı arttırılmış 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 soğutkanlı 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 [6].

Şekil 1'de görülen sistemde CO₂ buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıkmaktadır ve iç ısı değiştiricisinden geçerek kompresöre girmektedir. İç ısı değiştiricisi kullanılması ile sistem verimliliğinin arttırılması amaçlanmıştır. Fakat bu ısı değiştiricisindeki ısı transferinin sınırlandırılma zorunluluğu vardır. Kompresör tarafından emilen soğutkan sıcaklığının artması, kompresörden çıkan soğutkanın sıcaklığını da arttırmaktadır. Bu artış nedeniyle kompresör yağında bozulmalar olmaktadır. Dolayısıyla ısı pompası uygulamalarında, kompresör yağının zarar görmemesi için iç ısı değiştiricinin by-pass edilmesi de tavsiye edilmektedir [7]. Bu çalışmada, kompresör yağının aşırı ısınmaması amacıyla, iç ısı değiştiricisinden geçerek kompresöre giden akışkanın sıcaklığındaki artış 10 °C olarak sınırlandırılmıştır. Gaz soğutucuda, soğutkan ile su arasında oluşan ısı transferi süresince CO₂'in sıcaklığı azalmaktadır ve suyun sıcaklığı artmaktadır. İki akışkan arasında oluşan ısı transferi katsayısı, bu sıcaklık değişimleri nedeniyle, gaz soğutucu boyunca çok değişmektedir.

Gaz soğutucuyu terk eden soğutkan tekrar iç ısı değiştiricisine gider. Burada bir miktar daha soğutulan CO₂ kısma valfinden geçer ve kısma valfi çıkışında ıslak buhar olarak buharlaştırıcıya girer. Sistem bu şekilde çevrimi tamamlar.

Bu çalışmada, sistem içindeki soğutkanın basınç kaybı ihmal edilmiştir. CO₂'in hacimsel ısı transfer kapasitesi (kJ/m³), ısı pompası uygulamalarında oluşan buharlaşma sıcaklığı değerleri için oldukça yüksektir ve sistem içindeki yüksek basınç sebebiyle akışkan yoğunluğu yüksektir. Sonuç olarak, akışkan hızı konvansiyonel akışkanlı sistemlere nazaran düşüktür. Bu durumda basınç kaybının düşük olması sonucunu ortaya çıkartmaktadır.

Şekil 1 ve 2'de görülen rakamlar (1–8), sistemin çeşitli noktalarında akışkanların özelliklerini temsil etmek amacıyla kullanılmıştır.

Bu çalışmada çevrimin ısı aldığı kaynak hava olarak düşünülmüştür ve buharlaştırıcı kapasitesi,

$$Q_b = \dot{m}_{CO_2} (h_1 - h_6) = \dot{m}_{hava} (h_{hç} - h_{hg}) \quad (\text{kW}) \quad (1)$$

ifadesi ile elde edilmiştir. Burada h_{hg} ve h_{hç} sırasıyla buharlaştırıcıya giren ve çıkan havanın entalpileridir. Buharlaştırıcı sonrası yerleştirilen iç ısı değiştiricisindeki enerji dengesi, ısı değiştiriciden çevreye olan ısı kaybının ve akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilmesi ile

$$(h_2 - h_1) = (h_4 - h_5) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2)$$

şeklinde yazılabilir.

CO₂ soğutkanlı ısı pompalarında kullanılan kompresörler için adyabatik verim değeri için literatürde değişik sonuçlar sunan çalışmalar mevcuttur. Çelik bu değeri 41.98 bar buharlaştırıcı basıncı ve değişik gaz soğutucu basıncı değerlerinde 0.65–0.7 olarak elde etmiştir [7]. Ayrıca basınç oranı aralığı olarak 1–10 değerleri için Robinson ve Groll bu değeri 0.827–0.726 olarak elde etmişlerdir [8]. Bu çalışmada kompresörün izentropik verim değeri 0.65 ile 0.75 aralığında değişken olarak alınmıştır. Adyabatik verim ifadesi yardımıyla kompresör çıkışındaki soğutkan entalpisi,

$$h_3 = \frac{h_{3s} - h_2}{\eta_k} + h_2 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3)$$

ifadesi ile hesaplanmıştır. Burada h_{3s} izentropik sıkıştırma sonrası elde edilebilecek soğutkan entalpisidir. Bu durumda kompresör kapasitesi

$$W_k = (h_3 - h_2) \dot{m}_{CO_2} \quad (\text{kW}) \quad (4)$$

şeklinde hesaplanır.

Gaz soğutucuda suya aktarılan ısı miktarı, çevreye olan ısı kayıpların ihmal edilmesi ile

$$Q_{gs} = \dot{m}_{CO_2} (h_3 - h_4) = \dot{m}_{su} (h_8 - h_7) \quad (\text{kW}) \quad (5)$$

ifadesi ile hesaplanır. Gaz soğutucunun etkinliği $\eta_{gs} = 0.90$ olarak alınmıştır. Dolayısıyla gaz soğutucudan çıkan soğutkanın sıcaklığı

$$T_4 = T_3 - \eta_{gs} (T_3 - T_7) \quad (^\circ\text{C}) \quad (6)$$

ifadesi ile elde edilmiştir. Bu sıcaklık ısı pompasının performansını belirleyen en önemli parametrelerdendir. Bu sıcaklığın ısı pompasına giren su sıcaklığına yaklaştırılması, ITK değerinde önemli artış sağlamaktadır.

Kısma valfi, CO_2 soğutkanlı ısı pompalarında en önemli parçalardandır. Çünkü içinde faz değişimi olmaktadır. İki fazlı akış kısma valfi elemanlarına zarar verilebilir. Bu sebeple malzeme seçimi önemli bir parametredir. Kısma valfi için

$$h_5 = h_6 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (7)$$

kabulü yapılabilir.

Bu durumda ısı pompasının ITK değeri,

$$ITK = \frac{Q_b + W_k}{W_k} = \frac{Q_{gs}}{W_k} \quad (-) \quad (8)$$

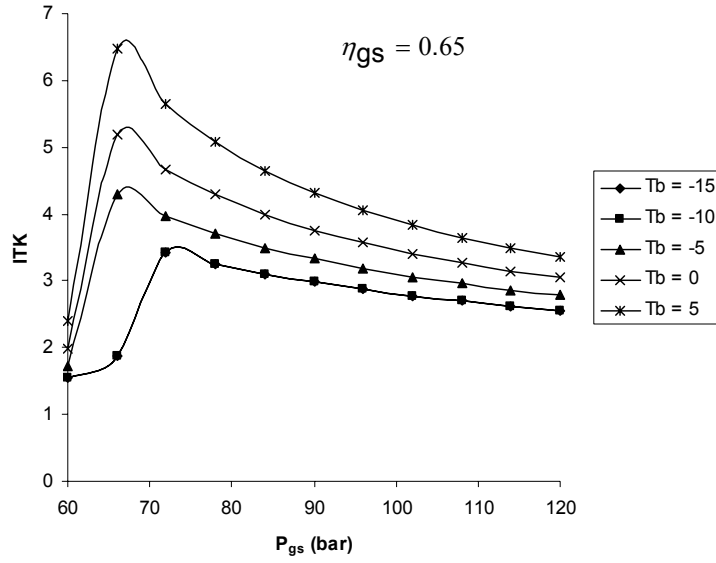
ifadesi ile hesaplanır.

Bu çalışmada, buharlaştırıcı sıcaklığı (T_b) -15°C ile 5°C aralığında, gaz soğutucu basıncı ise 60 bar ile 120 bar aralığında değişken olarak alınmıştır. CO_2 'in özellikleri ve denklemlerin çözümleri bir paket program ile elde edilmiştir [9]. Bu program içerisinde yer alan R-744 (CO_2) akışkan kütüphanesi, Span ve Wagner [10] tarafından elde edilen eş-ilişkileri kullanmaktadır.

3. BULGULAR

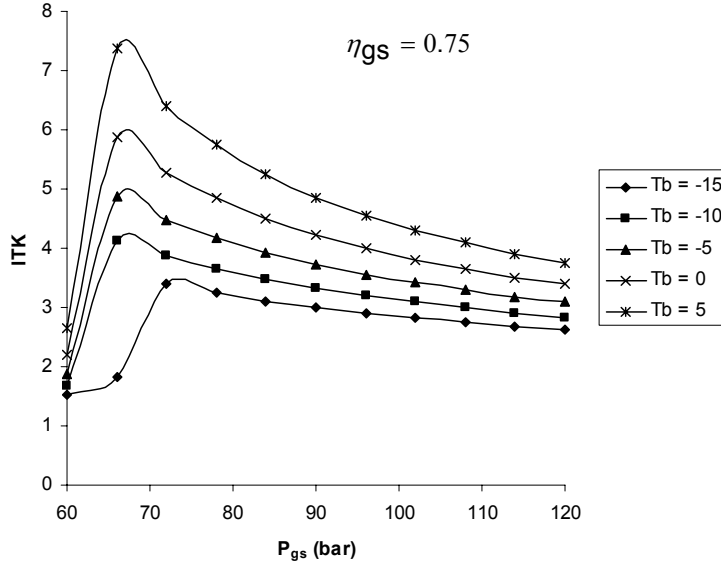
Şekil 3 ve 4'de sırasıyla, kompresörün adyabatik verim değerinin 0.65 ve 0.75 olduğu durumlarda, ısı pompasının ısıtma tesir katsayısının gaz soğutucu basıncı ile değişimi verilmektedir. Bu şekillerde beş farklı buharlaşma sıcaklığı (T_b) için ITK değişimi verilmiştir. Şekillerdeki T_b değerlerinin birimi $^\circ\text{C}$ dir.

* EES (Engineering Equation Solver), Version 7.714, F-Chart Software.



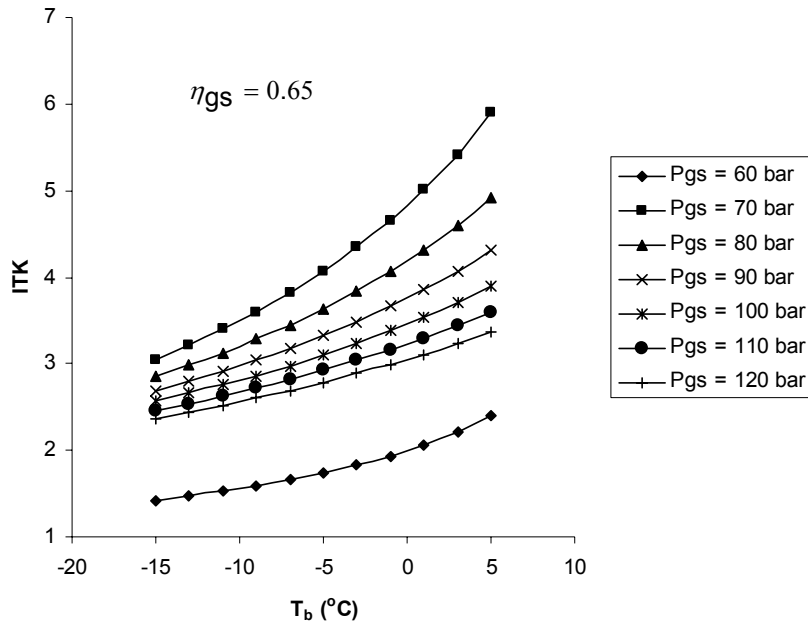
Şekil 3. $\eta_{gs} = 0.65$ için ısı pompasının ısıtma tesir katsayısının gaz soğutucu basıncı ile değişimi.

Bu şekillerden görüldüğü gibi CO₂ soğutkanlı ısı pompaları için optimum bir gaz soğutucu basıncı vardır. Bu basınç, buharlaşma sıcaklığına da bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Dolayısıyla sistemin çalışma şartlarının belirlenmesinde, bu optimum basınç değerinin dikkate alınması önemlidir. Aksi takdirde ITK katsayısında istenmeyen ani azalmalar oluşmaktadır.



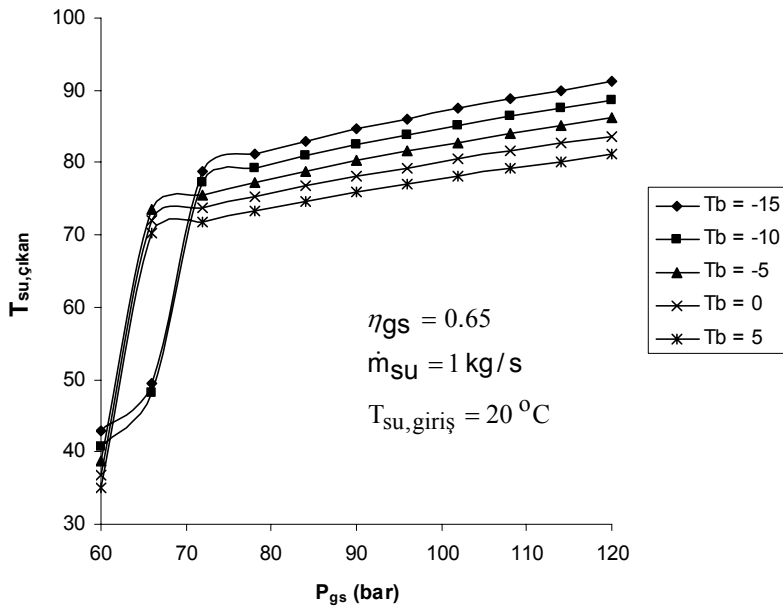
Şekil 4. $\eta_{gs} = 0.75$ için ısı pompasının ısıtma tesir katsayısının gaz soğutucu basıncı ile değişimi.

Şekil 5'de ise değişik gaz soğutucu basınçlarında, buharlaşma sıcaklığı ile ITK değerinin değişimi görülmektedir. Buharlaşma sıcaklığının yükselmesi ile ITK katsayısında artma olduğu görülmektedir. Bu beklenen bir sonuçtur. Fakat şekil 5'de değişik gaz soğutucu basınçları için verilen eğriler incelendiğinde, önemli bir sonuç görülmektedir. En düşük gaz soğutucu basıncı olan 60 bar değeri için en düşük ITK değerleri elde edilmiştir. Bununla beraber 70 bar gaz soğutucu basıncı için en yüksek ITK değerleri elde edilmiştir. Gaz soğutucu basıncının daha da artması ile ITK değerleri azalmaktadır. Bu sonuç, yine CO₂ soğutkanlı ısı pompaları için bir optimum basınç olduğunu doğrulamaktadır.



Şekil 5. Buharlaştırma sıcaklığı ile ITK'nın değişimi.

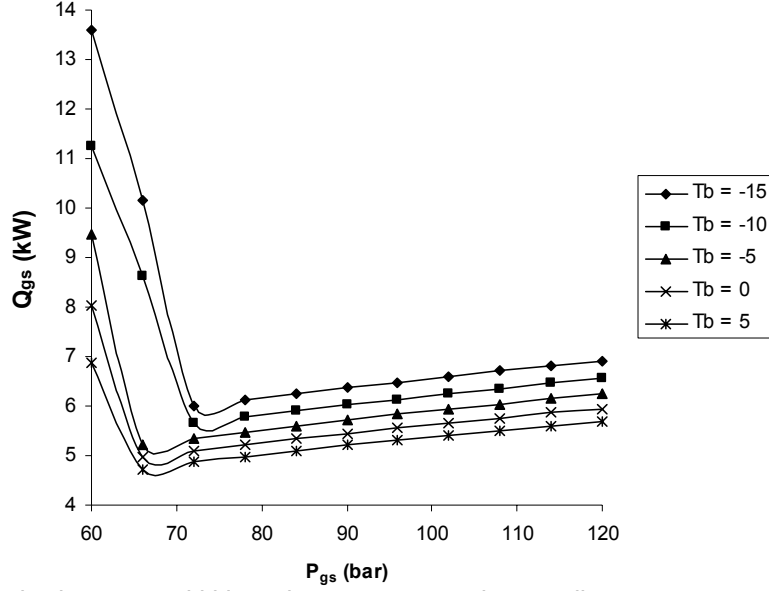
4 kW buharlaştırıcı kapasitesi ve beş farklı buharlaştırma sıcaklığı için ısı pompasından elde edilen çıkış suyu sıcaklığının, gaz soğutucu basıncı ile değişimi Şekil 6'da verilmiştir. Burada hava ve su debileri 1 kg/s olarak alınmıştır. Bu diyagramda, gaz soğutucu basıncının artışı ile ısı pompasından elde edilebilecek su sıcaklığında önce hızlı bir artış sağlandığı görülmektedir. Gaz soğutucu basıncının daha yüksek değerlere çıkması ile su sıcaklığındaki artış hızı azalmaktadır. Buradaki durum yine optimum gaz soğutucu basıncı ile ilişkilidir.



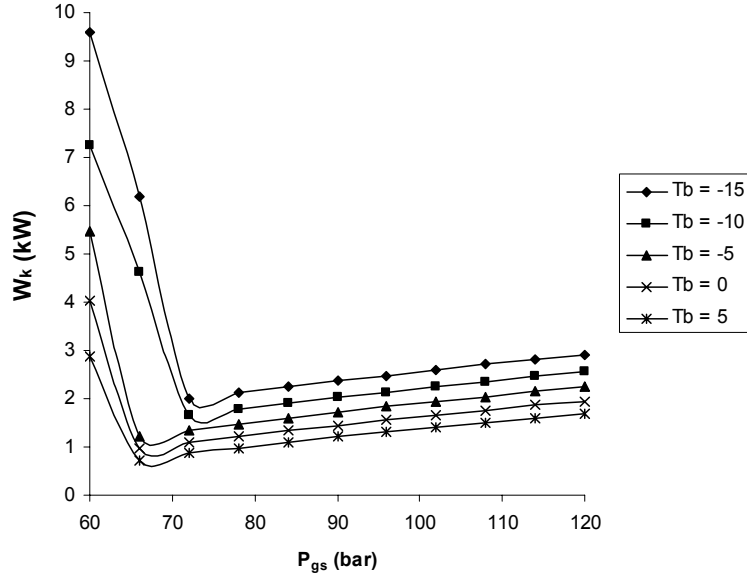
Şekil 6. Değişik buharlaştırma sıcaklıklarında gaz soğutucu basıncı ile ısı pompasından elde edilen su sıcaklığının değişimi.

Yine 4 kW'lık buharlaştırıcı kapasitesi değerinde, ısı pompasının ısıtma kapasitesinin gaz soğutucu basıncı ile değişimi Şekil 6'da verilmektedir. Gaz soğutucu kapasitesinin 60 bar değerinde en yüksek değere ulaşması, kompresör gücünün aşırı artışıyla kaynaklanmaktadır.

Gerçek gaz soğutucu kapasitesi, şekil 6 ve 7'nin birlikte incelenmesi ile elde edilebilir. Şekil 7'de değişik buharlaşma sıcaklıklarında, gaz soğutucu basıncı ile kompresör gücünün değişimi gösterilmiştir. Şekil 7'den kompresör gücünün en düşük değerleri, yine optimum gaz soğutucu basınçlarında elde edildiği görülmektedir.



Şekil 6. Değişik buharlaşma sıcaklıklarında gaz soğutucu basıncı ile ısı pompası ısıtma kapasitesinin değişimi.



Şekil 7. Değişik buharlaşma sıcaklıklarında gaz soğutucu basıncı ile kompresör gücünün değişimi.

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

CO₂ soğutkanlı ısı pompaları için en önemli tasarım parametresinin optimum gaz soğutucu basıncı olduğu görülmektedir. Gaz soğutucu basıncı, ısı pompasının ITK değerini etkileyen en önemli unsur olarak kabul edilebilir.

CO₂'in soğutkanlı ısı pompalarının sıcak su elde edilmesi için uygun bir çözüm olduğu kabul edilebilir. CO₂ soğutkanlı ısı pompalarının verimliliğini arttırıcı yöntemler ile ısı pompasının ITK değerlerinde artış sağlanabilir. Fakat bu konu halen güncelliğini sürdüren bir konudur. Avrupa'da birçok yüksek bütçeli projeler ile bu konularda önemli çalışmalar yapılmaktadır.

Önümüzdeki on yıllık süre içinde, uluslar arası protokollerle soğutucu akışkan üretimi ve kullanımı konusunda uygulanacak kısıtlamalar nedeniyle, ısı pompaları için akışkan seçenekleri sınırlı olacaktır. Danimarka'da 2008 yılından itibaren, 10 kg'ın üstünde soğutkan içeren sistemlerde HFC-134a soğutkanının kullanımı yasaklanacaktır. Bu yasaklamalar, küresel ısınma probleminin ciddiyetini koruması nedeniyle daha yaygın ve ağır şartlar ile yaygınlaşabilir. Bu ülkemiz içinde önemli bir fırsattır. Kimyasal yolla üretilen soğutkanlar, yabancı firmaların patentindedir ve ülkemiz ithalat yoluyla bu kimyasal soğutkanları almaktadır. Fakat CO₂ doğal bir akışkandır ve ülkemizde kolaylıkla üretilir. Bu avantajın kullanılması, CO₂ ile çalışabilecek kompresör, gaz soğutucu, kısma valfi, buharlaştırıcı ve benzeri elemanların yerli sanayi tarafından üretilmesi ile mümkündür.

KAYNAKLAR

- [1] CHRISTENSEN, K.G., BERTILSEN P., Refrigeration systems in supermarkets with propane and CO₂-energy consumption and economy, Journal of EcoLibrium, Cilt: February, 26-32, 2004.
- [2] KAUF, F., Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles, Int. Journal of Thermal Science, No: 38, 325-330, 1999.
- [3] NEKSA, P., CO₂ heat pumps, International Journal of Refrigeration, No: 25, 421-427, 2002.
- [4] NEKSA, P, REKSTAD, H., ZAKERI, G.R., SCHIEFLOE, P.A., CO₂- heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, International Journal of Refrigeration, No: 21, 172-179, 1998.
- [5] KIM, H.M., PETTERSEN, J., BULLARD, C.W., Fundamental process and system design issues in co₂ vapor compression systems, progress in energy and combustion science, No: 30, 119-174, 2004.
- [6] 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.
- [7] BULLARD, C., RAJAN, J., CHO, S.O., Residential space conditioning and water heating with transcritical co₂ refrigeration cycle, Appliance Magazine Engineering, Cilt: Mart, 30-38, 2005.
- [8] ROBINSON, D.M., GROLL, E.A., Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, International Journal of Refrigeration, Cilt: 21 No: 7, 577-589, 1998.
- [9] KLEIN, S.A., Engineering equation solver, version 7.714, F-Chart Software, 2006.
- [10] SPAN R., WAGNER W., 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, Cilt: 25 No: 6, 1509-1596, 1996.

ÖZGEÇMİŞ

Arif Emre ÖZGÜR

1977 Eskişehir doğumludur. 1998 yılında Süleyman Demirel Üni. Teknik Eğitim Fak. Makine Eğitimi Böl. den Tesisat Öğretmeni olarak mezun oldu. 2001 yılında yine aynı üniversitenin Fen Bil. Enst. Makine Eğitimi ABD. de yüksek lisans ve 2005 yılında yine aynı enstitünün Makine Müh. ABD. da Doktora eğitimini tamamladı. 2005 yılından itibaren SDÜ Tek. Eğt. Fak. Mak. Eğt. Bölümünde Yrd. Doç. Dr. olarak görev yapmaktadır. Soğutma sistemleri, ısı pompası sistemleri, enerji sistemlerinde ekserji analizi ve yenilebilir enerji kaynakları konularında çalışmaktadır.