

Soğutucu Akışkan Karışımlarının Kullanıldığı Soğutma Sistemlerinin Termoeconomik Optimizasyonu

*¹Hüseyin Kaya, ²Mehmet Özkaymak ve ³Erol Arcaklıoğlu
¹Bartın Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Bartın, Türkiye
²Karabük Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Karabük, Türkiye
³Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Karabük, Türkiye

Özet

Bu çalışmada, mevcut sistemlerde kullanılan CFC grubu soğutucu akışkanlara alternatif olabilecek soğutucu akışkanların kullanıldığı buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine, termoeconomik optimizasyon uygulanmıştır. Çalışma akışkanı olarak, HFC grubundan, R134a, R125 ve R32 soğutucu akışkanlarının ikili ve üçlü karışımları kullanılmıştır. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde bulunan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı elemanları, su soğutmalı birer ısı değiştiricisi olarak ele alınıp optimizasyona tabi tutulmuştur. Isı değiştiricilerinin performansına etki eden faktörler, ısı transfer alanı veya etkenlik katsayısı değeridir. Bu çalışmada, birer ısı değiştiricisi olan yoğuşturucu ve buharlaştırıcının etkenlik katsayıları yapısal bağ katsayısı yöntemi (CSB) kullanılarak, optimize edilmiştir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için ısıtma ve soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları bütün karışımlar için sabit ve aynı alınmış olup en yüksek etkenlik katsayısı değerini sağlayan soğutucu akışkan karışım tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Soğutucu akışkan karışımları, soğutma sistemleri, termoeconomik optimizasyon, ekserji analizi

Abstract

In this study, applied thermoeconomical optimization to vapor compressed refrigeration system by using alternative refrigerants instead of most used refrigerants CFC's in current systems. Binary and ternary refrigerant mixtures of R134a, R125 and R32 in HFC's are used as working fluids. Condenser and evaporator components in vapor compressed refrigeration system assumed water cooled heat exchanger and subjected to optimization. The factors effecting the performance of heat exchangers are area of heat transfer and effectiveness value. In this study, the effectiveness coefficients of condenser and evaporator are optimized by using coefficient of structural bond (CSB). Heating and cooling water inlet temperature of condenser and evaporator are taken constant and same, then providing the highest effectiveness coefficient refrigerant mixture is determined.

Key Words: Refrigerant mixtures, refrigeration systems, thermoeconomical optimization, exergy analysis

1. Giriş

Soğutma uygulamalarında çoğunlukla tercih edilen soğutma sistemi, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemidir. Bu sistemde, yoğuşma sıcaklığı düşüldükçe ve buharlaşma sıcaklığı arttıkça sistemin verimi artar. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde, I. Yasa analizi yapıldığında soğutma sisteminin veriminin bir ölçüsü olarak kullanılan soğutma tesir katsayısındaki (COP) değişim incelenir. II. Yasa (ekserji) analizinde ise sistemin toplam tersinmezliği belirlenir.

*Corresponding author: Adress: Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering Bartın University, 74100, Bartın TURKEY. Email adres: hkaya@bartin.edu.tr, Phone:+903782235411

Ekserji dengesi ile soğutma sisteminde kullanılabilir faydalı iş miktarı tespit edilir. Ekserji analizi yapılırken, sistemi oluşturan her bir elemanın tersinmezliği hesaplanarak tüm sistemin tersinmezliği bulunur. Elde edilen bu değerlerden en düşük tersinmezlik miktarı, optimum tasarım ve çalışma şartlarını verir. Ancak bu durum yeterli değildir. Bu sebeple, ekserji analizi ve ekonomik (yatırım, işletme) analizin birlikte ele alınması gerekir. Bu iki analizin birlikte uygulanması yöntemine termoekonomik analiz adı verilmektedir. Bu yöntemle sistem termodinamik ve ekonomik açıdan optimize edilmiş olur.

Soğutma sisteminin en önemli elemanlarından biri soğutucu akışkanlardır. Bilimsel çalışmalar sonucunda soğutucu akışkanların çevreye ve ozon tabakasına zarar verdikleri tespit edilmiştir ve buna bağlı olarak alternatif soğutucu akışkanların geliştirilmesi ile ilgili çalışmalar başlamıştır. 1987 yılında 43 ülkenin katılımıyla Montreal Protokolü imzalanmış ve bu protokole taraf olan ülkeler atmosferin ozon tabakasına olumsuz etkileri olan maddelerin kullanım miktarlarının zamanla azaltılmasını kabul etmişlerdir.

R12, R22 ve R502 gibi CFC grubu soğutucu akışkanların yerine alternatif soğutucu akışkanlar olarak kullanılan soğutucu akışkan karışımları çevre ve insan sağlığı açısından daha az zararlı etkiye sahip olduğundan bu konuyla ilgili çalışmalar önem kazanmıştır. Arcaklıoğlu vd. tarafından yapılan çalışmada, CFC grubu bu soğutucu akışkanların yerine kullanılacak soğutucu akışkan karışımları tespit edilmiştir. Bu karışımlar, HFC ve HC grubu soğutucu akışkanlar kullanılarak elde edilmiş olup ozon delme potansiyelleri daha düşüktür. İkili, üçlü ve dördü karışımlar ele alınmış ve I. ve II. Yasa ile performans analizleri yapılmıştır [1].

Literatürde, termoekonomi ile ilgili, ısı değiştiricilerin termoekonomik optimizasyonu için yapısal bağ katsayısı yöntemi (CSB) geliştirilmiştir [2]. Bu yöntem kullanılarak yapılan çalışmalardan biri olan ve Koçoğlu tarafından yapılan çalışmada, soğutucu akışkan olarak amonyak kullanılarak ısı pompasında bulunan yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı elemanlarının optimum ısı değiştirici etkenlik katsayıları, optimum buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı sıcaklıkları tespit edilmiştir [3]. Dengeç tarafından yapılan çalışmada ise, basit soğutma sisteminde R12 soğutucu akışkanı kullanılarak, optimum yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarına karşılık gelen optimum ısı değiştiricisi alanları tespit edilmiştir [4].

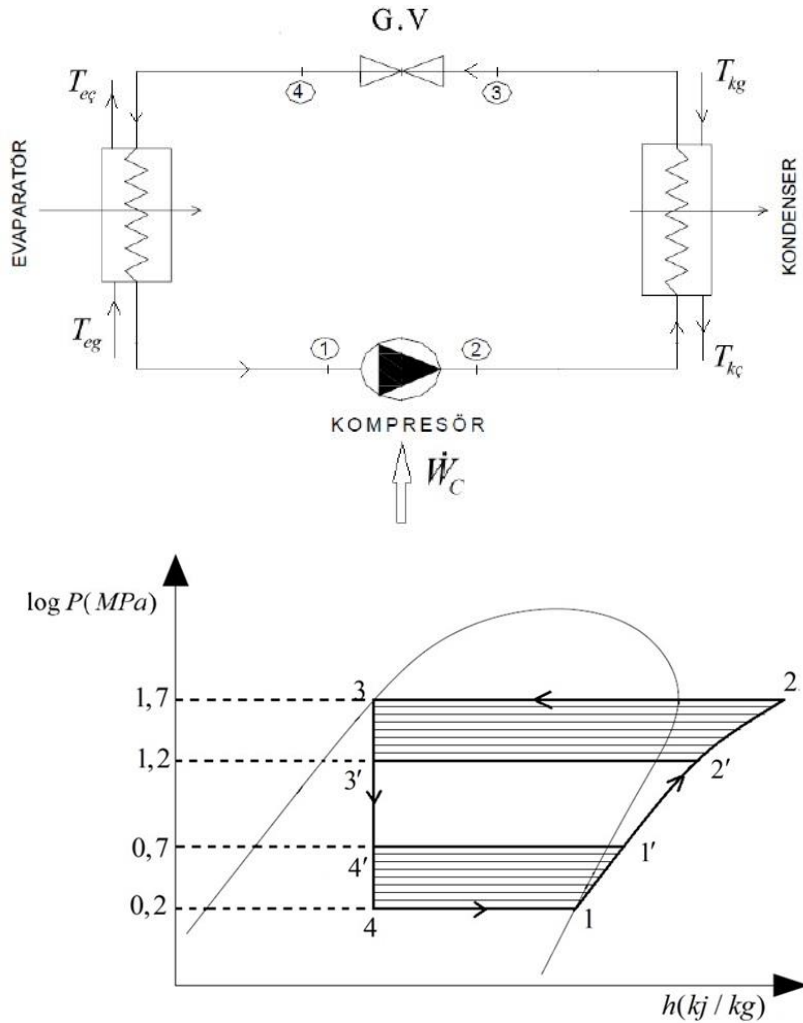
Özkaymak vd. tarafından yapılan çalışmada, R22, R502, R134a ve R404a kullanılarak, buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma işlemleri yapılmıştır. Sisteme ilave edilen ve bu işlemleri gerçekleştiren aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin optimum çalışma sıcaklıkları ve alanları bulunmuştur [5]. D'Accadia ve Vanoli tarafından yapılan çalışmada, bir buhar sıkıştırımlı soğutma sistemindeki yoğunlaştırıcı elemanı numerik analiz kullanılarak termoekonomik optimizasyona tabi tutulmuştur. R22, R134a ve R410A için hesaplamalar yapılmıştır. Sabit ısı kapasite ve değişken iç boru çapında, optimum ısı değiştiricisi alanı hesaplanmıştır [6].

Yapılan çalışmalarda termoekonomik optimizasyon yönteminin genel olarak saf soğutucu akışkanlara uygulandığı görülmüştür. Bu çalışmada alternatif soğutucu akışkan olarak, bir adet ikili ve bir adet üçlü soğutucu akışkan karışımının kullanıldığı soğutma sisteminde yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı ısı değiştiricilerinin optimum sıcaklıklara karşılık gelen optimum etkenlik katsayıları tespit edilmiştir.

2. Ekserji Analizi

Enerji analizi kullanılarak hesaplanan sistem analizleri ve elde edilen verimleri, sistem hakkında sınırlı bilgi vermektedir. Bu yüzden ekserji analizi olarak da bilinen Termodinamiğin II. Kanunu analizi yapmak gerekir. Enerji analizi miktara dayanan bir yöntem, ekserji analizi ise kaliteye dayanan bir yöntemdir.

Şekil 1’de, buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde bulunan yoğuşturucu ve buharlaştırıcının termoeconomik olarak incelenmiş ve optimizasyon yapılmıştır.



Şekil 1. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ve elemanların çalışma aralıklarının gösterildiği P-h diyagramı

Ele alınan soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın ekserjisi özgül değerle kullanılarak şu şekilde yazılabilir:

$$e_x = (h - T_0 s) + \frac{v^2}{2} + gz - (h_0 - T_0 s_0) \quad (1)$$

yalıtılmış ve sabit sistem olduğundan potansiyel ve kinetik enerjiler ihmal edilirse,

$$e_x = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (2)$$

Toplam ekserji ise,

$$\dot{E}_x = \dot{m}_R e_x \quad (3)$$

Soğutma sistemindeki tüm elemanların tersinmezliklerinin hesaplanabilmesi için her bir eleman için giren ve çıkan ekserji miktarlarının hesaplanması gerekmektedir.

$$\dot{W} = \Sigma(\dot{E}_Q) + \Sigma(\dot{m}_R e_x)_{giren} - \Sigma(\dot{m}_R e_x)_{çikan} - T_0 \dot{s}_{üretim} \quad (4)$$

Sistemin toplam tersinmezliği bulunurken her bir eleman için elde edilen tersinmezlik değerlerinin toplamı hesaplanır. Yani, $I_{Top} = \sum I_{SistemElemanlari}$ olarak yazılmalıdır.

$$\dot{I}_C = \dot{m}_R T_0 (s_2 - s_1) \quad (5)$$

$$\dot{I}_{G.V.} = \dot{m}_R T_0 (s_4 - s_3) \quad (6)$$

$$\dot{I}_K = T_0 [\dot{m}_k (s_{kç} - s_{kg}) - \dot{m}_R (s_2 - s_3)] \quad (7)$$

$$\dot{I}_E = T_0 [\dot{m}_e (s_{eç} - s_{eg}) - \dot{m}_R (s_4 - s_1)] \quad (8)$$

$$\dot{I}_{Top} = \dot{I}_C + \dot{I}_{G.V.} + \dot{I}_K + \dot{I}_E \quad (9)$$

(5)-(9) denklemleri düzenlenirse toplam tersinmezlik denklem (10) şeklinde olur.

$$\dot{I}_{Top} = T_0 [\dot{m}_k (s_{kç} - s_{kg}) + \dot{m}_e (s_{eç} - s_{eg})] \quad (10)$$

$$s_{ç} - s_g = c_p \ln \frac{T_{ç}}{T_g} \quad (11)$$

$$\dot{m}_k = \frac{\varepsilon_K C_{\min} (T_2 - T_{kç})}{c_{p,su} (T_{kç} - T_{kg})} \quad (12)$$

$$\dot{m}_e = \frac{\varepsilon_E C_{\min} (T_{eg} - T_4)}{c_{p,su} (T_{eç} - T_{eg})} \quad (13)$$

Bu eşitlikler denklem (10)'de yerine yazıldığında toplam tersinmezlik ifadesi,

$$\dot{I}_{Top} = T_0 \left[\frac{\varepsilon_K C_{\min} (T_2 - T_{kç})}{c_{p,su} (T_{kç} - T_{kg})} c_{p,su} \ln \frac{T_{kç}}{T_{kg}} + \frac{\varepsilon_E C_{\min} (T_{eg} - T_4)}{c_{p,su} (T_{eç} - T_{eg})} c_{p,su} \ln \frac{T_{eç}}{T_{eg}} \right] \quad (14)$$

3. Termoekonomik Optimizasyon

Termoekonomi kavramı ekserji analizi vasıtasıyla bir sistemin en düşük maliyetinin elde edilmesi anlamında kullanılmaktadır. Ekserji analizinin kullanıldığı yapısal yöntem, yapısal

katsayılar ve tersinmezliklerin yerel birim maliyetlerinin hesaplanmasıyla bağlantılı olan yapısal bağ katsayısı (CSB) yöntemidir. Bu çalışmada bu yöntem kullanılmıştır.

Yapısal Bağ Katsayısı (CSB)

Yapısal bağ katsayısı şu şekilde tanımlanmaktadır [2]:

$$\sigma_{k,i} = \frac{(\partial I_T / \partial x_i)}{(\partial I_k / \partial x_i)} \quad (15)$$

x_i 'deki değişimin etkisi, çıkış ekserjisi sabit durumda iken, girişteki ekserjinin miktarını değiştirmektedir.

Bu optimizasyon yönteminde, sisteme ekserji girişinin kompresör aracılığıyla elektrik enerjisinin verilmesidir. İşletme maliyeti, elektrik enerjisi tüketimi üzerinden hesaplanacaktır. Optimizasyon işlemi için toplam yıllık işletme maliyeti aşağıda verilmiştir [2].

$$M_T(x_i) = t_{\text{çal}} M_{\text{giriş}} E_{\text{giriş}}(x_i) + a^c \sum_{i=1}^n M_1^M(x_i) + b^M \quad (16)$$

$$\frac{\partial E_{\text{giriş}}}{\partial x_i} = \frac{\partial I_T}{\partial x_i} \quad (17)$$

$$\frac{\partial M_T}{\partial x_i} = t_{\text{çal}} M_{\text{giriş}} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^c \sum_{i=1}^n \frac{\partial M_1^M}{\partial x_i} \quad (18)$$

(18) denkleminde eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terim tekrar düzenlenirse,

$$a^c \sum_{i=1}^n \frac{\partial M_1^M}{\partial x_i} = a^c \sum_{i'=1}^n \frac{\partial M_{i'}^M}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial M_k^M}{\partial x_i} \quad (19)$$

$$\frac{\partial M_T}{\partial x_i} = t_{\text{çal}} M_{k,i}^1 \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial M_k^M}{\partial x_i} \quad (20)$$

(21) denkleminde görüldüğü gibi işletme maliyetinin türevini sıfır yapan x_i değeri termoeconomik olarak optimize edilmiş değerdir.

Burada $M_{k,i}^1$ terimi lokal tersinmezlik için birim maliyet olarak adlandırılır [2].

$$M_{k,i}^1 = M_{\text{giriş}} \sigma_{k,i} + \frac{a^c}{t_{\text{çal}}} \beta_{k,i} \quad (21)$$

(22) denklemi (21) denkleminde yerine yazılır ve denklem sıfıra eşitlenirse, optimizasyon denklemi elde edilmiş olur.

$$\left(\frac{\partial I_k}{\partial x_i}\right)_{opt} = \left(-\frac{a^c}{t_{\text{cal}} M_{k,i}^1}\right) \left(\frac{\partial M_k^M}{\partial x_i}\right) \quad (22)$$

Burada elde edilen denklem (23), sistemdeki k. elemanın x_i parametresine göre termoeconomik olarak optimizasyonunu vermektedir.

$$\left(\frac{\partial I_K}{\partial \varepsilon_K}\right)_{opt} = \frac{\left(\frac{\partial M_K^M}{\partial \varepsilon_K}\right)}{\frac{t_{\text{cal}} M_{\text{giriş}}}{a^c} + \left(\frac{\partial M_E^M}{\partial \varepsilon_E}\right) \left(\frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_E}\right)} \quad , \quad \left(\frac{\partial I_E}{\partial \varepsilon_E}\right)_{opt} = \frac{\left(\frac{\partial M_E^M}{\partial \varepsilon_E}\right)}{\frac{t_{\text{cal}} M_{\text{giriş}}}{a^c} + \left(\frac{\partial M_K^M}{\partial \varepsilon_K}\right) \left(\frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_K}\right)} \quad (23,24)$$

Burada elde edilen (23) ve (24) denklemleri sırasıyla yoğunlaştırıcunun ve buharlaştırıcının, ısı değiştirici etkenliğine bağlı olarak değişen termoeconomik optimizasyon eşitlikleridir

Sermaye iyileşme katsayısı aşağıda verilen denklem yardımıyla hesaplanır [2]:

$$a^c = \frac{f_y (1 + f_y)^N}{(1 + f_y)^N - 1} \quad (25)$$

(23), (24) ve (25) denklemlerindeki değerler şöyledir: $f_y=12\%$ yıllık faiz oranı, $t_{\text{cal}} = 1200$ saat/yıl, $M_{\text{giriş}} = 0,09$ \$/kW-h, $a^c = 0,329$ (denklem (25) ile yıllık dolar faizi %12 için hesaplanmıştır.), $N=4$ yıl.

$$M_K^M = 625,43\varepsilon_K + 78,64 \quad [7]$$

$$M_E^M = 912,62\varepsilon_E + 89,65 \quad [8]$$

4. Sonuçlar ve Tartışma

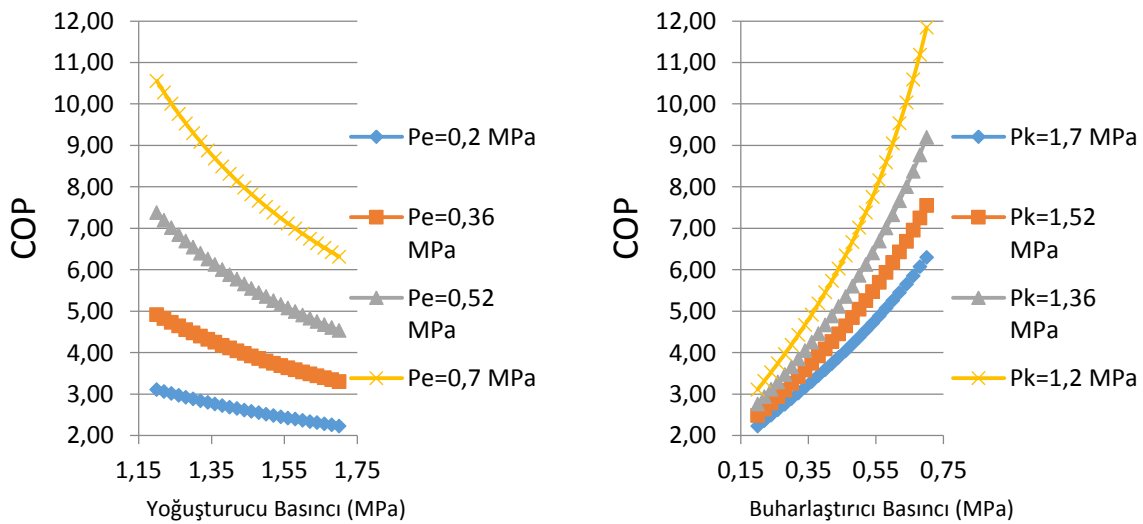
Optimizasyon işlemi uygulanan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi için optimizasyon koşulları ve sistem giriş verileri şöyledir:

Sistemin soğutma kapasitesi $\dot{Q}_E=1$ kW'dır sabittir. Yoğuşturucu sıcaklığı, her bir soğutucu akışkan karışımı için $P_K=1.2$ MPa – 1.7 MPa arasındaki değişken basınçlara karşılık gelen sıcaklık değerleridir. Buharlaştırıcı sıcaklığı, her bir soğutucu akışkan karışımı için $P_E=0.2$ MPa – 0.7 MPa arasındaki değişken basınçlara denk gelen sıcaklık değerleridir. Yoğuşturucu soğutma suyu ve buharlaştırıcı ısıtma suyu için, $c_{p,su}= 4,181$ kJ/kg K alınmıştır ve sabittir. Yoğuşturucu soğutma suyu giriş sıcaklığı $T_{kg}= 20^\circ\text{C}$ 'dir ve sabittir. Buharlaştırıcı ısıtma suyu

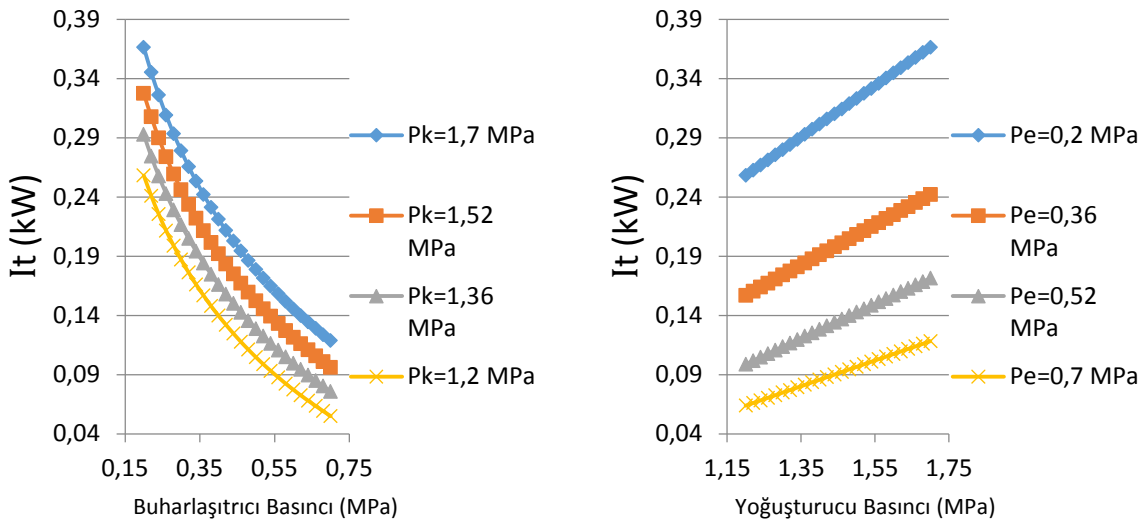
giriş sıcaklığı $T_{eg} = 20^{\circ}\text{C}$ 'dir ve sabittir. Yoğuşturucu soğutma suyu çıkış sıcaklığı $T_{kç} = 25^{\circ}\text{C}$ 'dir ve sabittir. Buharlaştırıcı ısıtma suyu çıkış sıcaklığı $T_{eç} = 15^{\circ}\text{C}$ 'dir ve sabittir. Sistemdeki buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı değiştiricileri iç içe borulu, paralel ve zıt yönlü akımlı ısı değiştiricilerdir. Tüm hesaplamalar çalışma akışkanı olarak seçilen, R32/R134a (20/80) ve R32/R125/R134a (15/5/80) soğutucu akışkan karışımları için ayrı ayrı yapılmıştır.

Denklem (23) ve (24) ile verilen tasarım parametreleri kullanılarak her bir soğutucu akışkan karışımı için bilgisayar yardımıyla hesaplama yapılarak yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için ısı değiştirici etkenlik katsayılarının termoekonomik optimizasyon sonuçları elde edilmiştir. Burada referans özellik olarak basınç değerlerinin alınmasının sebebi soğutucu akışkan karışımlarında hal değişimi sırasında sıcaklığın sabit kalmamasıdır. Sistemde belirlenen noktalardaki sıcaklık değerleri, diğer termodinamik özellikler kullanılarak REFPROP yazılımı vasıtasıyla elde edilmiştir [9].

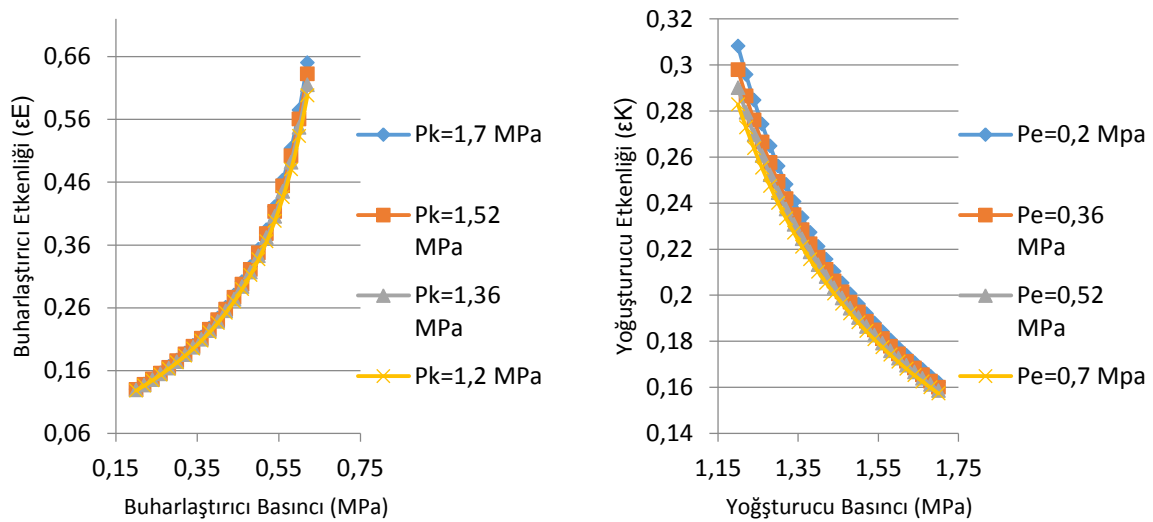
Şekil 2'de her soğutucu akışkan karışımı için COP değerinin, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basıncı ile değişimi gösterilmektedir. Yoğuşturucu basıncının artmasıyla COP değeri azalmaktadır. Ayrıca Şekil 3'de toplam tersinmezlik miktarının yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçlarıyla değişimleri gösterilmektedir. Basınç artışıyla yoğuşturucuda ekserji kayıpları ve tersinmezlik artarken buharlaştırıcıda ise azalmaktadır. Şekil 4'de ise buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basınçlarındaki değişimin ısı değiştiricisi etkenlik katsayılarını nasıl değiştirdiği görülmektedir. Isı değiştiricisi etkenlik katsayısının, buharlaştırıcı basıncı ile doğru, yoğuşturucu basıncı ile ise ters orantılı olduğu anlaşılmaktadır. Etkenlik katsayısı ısı değiştiriciler için verimin bir ölçüsü olduğu için tersinmezlik ile de ters orantılı olarak değişmektedir. Ayrıca buharlaştırıcı etkenliğinin yoğuşturucu basıncının değişmesiyle çok az değişmesini etkenliğin sadece kendi sıcaklık ve basıncına bağlı olduğunu göstermektedir. Bu durum tersi şartlar için de geçerlidir. Bu sonuçlar Koçoğlu, Dinceç ve Özkaymak tarafından bulunan sonuçlara paralellik göstermektedir [3,4,5].



Şekil 2. Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Basınçlarının COP ile Değişimi (R32/R134a;20/80)



Şekil 3. Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Basınçlarının Toplam Tersinmezlik ile Değişimi (R32/R134a;20/80)



Şekil 4. Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Basınçlarının Etkenlik Katsayıları ile Değişimi (R32/R125/R134a;15/5/80)

Bu çalışmada buhar sıkıştırımlı bir soğutma sistemi ele alınarak, termodinamik ve ekonomik açıdan optimizasyon yapılmıştır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için termoekonomik optimizasyon sonuçları, (23) ve (24) denklemleri kullanılarak elde edilen tasarım parametrelerinin bilgisayar programı vasıtasıyla ile hesaplanması sonucunda elde edilmiştir. Optimizasyon sonucunda, her iki soğutucu akışkan karışımı için, optimum basınca ve sıcaklığa karşılık gelen optimum ısı değiştirici etkenlik katsayıları bulunmuştur ve Tablo 1’de verilmiştir. Burada kullanılan soğutucu akışkan karışımları için belirli sıcaklıklarda optimizasyon gerçekleşmemesinin sebebi ise verilen giriş şartlarında etkenlik katsayılarının çok düşük çıkmasıdır. Bunun anlamı, bu karışımların bu sıcaklık ve basınçlarda verimli çalışmayacağıdır. Çünkü her soğutucu akışkanın optimum çalışma aralığı farklıdır.

Tablo 1. Çeşitli Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Basınçları için Termoekonomik Olarak Optimize Edilmiş Sıcaklık ve Isı Değiştirici Etkenlik Katsayıları

P _K =1.7 MPa					P _E =0.2 MPa			
	T _K (°C)	T _E (°C)	P _E (MPa)	ε _E	T _E (°C)	T _K (°C)	P _K (MPa)	ε _K
R32/R134a(20;80)	46.1	12.7	0.58	0.451	-16.5	-	-	-
R32/R125/R134a (15;5;80)	47.6	12.6	0.56	0.462	-15.7	-	-	-
P _K =1.52 MPa					P _E =0.36 MPa			
	T _K (°C)	T _E (°C)	P _E (MPa)	ε _E	T _E (°C)	T _K (°C)	P _K (MPa)	ε _K
R32/R134a(20;80)	41.5	13.8	0.6	0.502	-1.2	34.7	1.28	0.284
R32/R125/R134a (15;5;80)	43.0	12.5	0.56	0.653	-0.4	35.4	1.24	0.276
P _K =1.36 MPa					P _E =0.52 MPa			
	T _K (°C)	T _E (°C)	P _E (MPa)	ε _E	T _E (°C)	T _K (°C)	P _K (MPa)	ε _K
R32/R134a(20;80)	37.0	14.8	0.62	0.527	9.3	-	-	-
R32/R125/R134a (15;5;80)	38.5	13.6	0.58	0.491	10.3	-	-	-
P _K =1.2 MPa					P _E =0.7 MPa			
	T _K (°C)	T _E (°C)	P _E (MPa)	ε _E	T _E (°C)	T _K (°C)	P _K (MPa)	ε _K
R32/R134a(20;80)	32.2	15.8	0.64	0.572	18.7	-	-	-
R32/R125/R134a (15;5;80)	33.7	14.7	0.6	0.553	19.7	-	-	-

5. Sonuç

Soğutucu akışkan kullanımının sınırlandırılması ve tamamen yasaklanmasını içeren Montreal Protokolü sonucunda soğutma sektöründe kullanılacak çevre kirliliğini azaltacak aynı performansa sahip yeni soğutucu akışkanlara ihtiyaç duyulacaktır. Bu durumda soğutucu akışkan karışımlarının performanslarının incelenmesi önem kazanmaktadır.

Yapılan çalışmada, buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde bilinen soğutucu akışkanlardan sırasıyla R22 ve R502 yerine kullanılabileceği belirlenen R32/R134a (20/80) ve R32/R125/R134a (15/5/80) karışımları kullanılarak termoekonomik optimizasyon yapılmıştır [1]. Optimizasyon sonucunda belirlenen aynı giriş şartlarında, iki farklı soğutucu akışkan karışımının kullanıldığı soğutma sistemlerindeki optimum yoğuşturucu ve buharlaştırıcı etkenlik katsayıları belirlenmiştir.

Sonuç olarak buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi tasarımında, sistemin performansını doğrudan etkileyen çalışma sıcaklıkları ve parametrelerin uygun olarak tespit edilmesi çok önemlidir. Bu çalışma, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin tasarımı ve optimum çalışma şartlarının belirlenmesi konusunda daha sonra yapılacak uygulamalara önemli katkı sağlayacaktır. Ayrıca, ozon tabakasına zarar vermeyen çevre dostu soğutucu akışkanların belirlenmesinde, soğutucu akışkan karışımları yüksek derecede önemli olduğundan, yeni soğutucu akışkanlar için termoekonomik yönden optimum sistemlerin oluşturulması gerekmektedir.

6. Kaynaklar

- [1] Arcaklıoğlu E., Çavuşoğlu A., Erişen A., “Thermodynamic Analysis of Refrigerant Mixtures for Possible Replacemets for CFCs by an Algorithm Compilling Property Data” *Applied Thermal Engineering*, 26:430-439 (2006).
- [2] Kotas, T., J., “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis” *Krieger Publishing Company*, 330-375, (1995)
- [3] Koçoğlu, A., “Termoeconomic Optimization of a Single Stage Heat Pump” Master Thesis, *M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences*, Ankara, 20-40, (1993).
- [4] Dingeç, H., “Termoeconomic Optimization of Simple Refrigerators” Master Thesis, *M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences*, Ankara, 25-50, (1996).
- [5] Özkaymak M., Kurt H., Recebli Z. “Thermo-economic Optimization of Superheating and Sub-cooling Heat Exchangers in Vapor-Compressed Refrigeration System”. *International Journal of Energy Research*, 32:634-647 (2008)
- [6] D’Accadia M. D., and Vanoli L., “Thermoeconomic Optimisation of the Condenser in A Vapour Compression Heat Pump”, *International Journal of Refrigeration*, 27:433–441, (2004)
- [7] <http://www.refkar.com/wp-content/catalogs/condenser.pdf>, 05/2014, Refkar Soğutma
- [8] <http://www.refkar.com/wp-content/catalogs/evaporator.pdf>, 05/2014, Refkar Soğutma
- [9] Lemmon, E.W., McLinden, M.O. and Huber, M.L., “NIST reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP”, NIST Standard Reference Database, 23-Version 8.0 (2007).