



ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLAR KULLANILAN BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Özay AKDEMİR, Ali GÜNGÖR

Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü Bornova-İzmir
oakdemir@bornova.ege.edu.tr, agungor@bornova.ege.edu.tr

(Geliş Tarihi: 29. 11. 2004)

Özet: HCFC ve CFC soğutucu akışkanlar iklimlendirmede genelde en uygun soğutucular olarak kabul edilmektedir. Buna karşın HCFC 22 soğutucusu 0.055 ozon tüketim potansiyeline (ODP) sahiptir ve Montreal Protokolü'yle kontrol altına alınmıştır. 2030 yılında gelişmiş ülkelere kullanımı son verilecektir. Bu çalışmada HCFC 22 yerine alternatif soğutucu akışkanlar kullanılan buhar sıkıştırma çevrimi incelenmiştir. Alternatif soğutucu akışkanların (R-404a, R-410a, R-134a, R-407c, R-507a, R-290) kullanılması durumunda kompresör işi, basınç oranları ve soğutma etkinlik katsayıları (COP) farklı buharlaştırıcı sıcaklıkları için hesaplanmıştır. Sistem elemanlarındaki tersinmezliklerin belirlenmesi için ekserji analizi yapılmıştır. Buharlaştırıcı sıcaklıklarının tersinmezliklere etkilerinin gösterilmesi için ikinci yasa verimlerinin değişimleri verilmiştir. R-134a ve R-290'nun alternatif soğutucu akışkanlar içerisinde maksimum soğutma etkinlik katsayısına ve ikinci yasa verimliliğine sahip olduğu bulunmuştur. Bileşenlerdeki tersinmezliklerin buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla azaldığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Soğutma, R-22 alternatif soğutucu akışkanlar, Ekserji, Kullanılabilirlik, Tersinmezlik

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE USING ALTERNATIVE REFRIGERANTS

Abstract: HCFC and CFC refrigerants have been generally accepted as the most suitable refrigerant for air conditioners. However, HCFC 22 refrigerant has an ODP of 0.055, and it is under controlled with the Montreal protocol. It has to be phased out by 2030 in developed countries. In this paper, a vapor compression refrigeration cycle using alternative refrigerants instead of HCFC 22 is examined. The compressor work, pressure ratios and COP are calculated for different evaporating temperature when alternative refrigerants (R-404a, R-410a, R-134a, R-407c, R-507a, R-290) are used. Exergy analysis is done for determining the irreversibilities of the system components. The second law efficiency is given to draw the effects of evaporating temperatures to the irreversibilities. It is found that R-134a and R-290 have the maximum COP and second law efficiency in the alternatives. It is seen that the irreversibilities of the components are decreasing with increasing evaporating temperature.

Keywords: Refrigeration, R-22 alternative refrigerants, Exergy, Availability, Irreversibility

SEMBOLLER

$\dot{W}$	İş [kW]
$\dot{I}$	Tersinmezlik [kW]
E	Ekserji (Kullanılabilirlik) [kW]
ψ	Akış kullanılabilirliği [kJ/kg]
Q	Isı miktarı [kW]
$\dot{m}$	Kütleli debi [kg/s]
s	Entropi [kJ/kg.K]
h	Entalpi [kJ/kg]
η	Verim
COP	Soğutma etkinlik katsayısı
ODP	Ozon tüketim potansiyeli
Altsimgeler	
g	Giriş

ç	Çıkış
o	Referans
tr	Tersinir
k	Kaynak
Y	Yararlı
e	Buharlaştırıcı
c	Yoğusturucu

GİRİŞ

Kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HCFC) türü soğutucu akışkanlar ısıtma, soğutma ve klima teknolojisi gibi birçok endüstriyel alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. CFC/HCFC türü soğutucu

akışkanların ozon tabakasına zarar vermesi ve küresel ısınmaya neden olmasından dolayı doğanın ekolojik dengesini bozmaktadır. Bazı soğutucu akışkanların ve alternatiflerin ozon tüketim potansiyelleri (ODP) Tablo 1'de verilmektedir (ASHRAE, 2001; www.honeywellrefrigerants.com; www.epa.gov). Montreal Protokolü, Londra konferansı gibi uluslararası aktivitelerle bu tür soğutucu akışkanların tüm dünyada üretimine 2030 yılında son verilmesi amaçlanmıştır. Bu nedenle doğayla uyumlu, ozona zarar vermeyen ve küresel ısınmaya neden olmayacak alternatif soğutucu akışkanların üretim çalışmaları büyük önem ve hız kazanmıştır (Ataer vd., 1999).

Literatürde CFC/HCFC türü soğutucular yerine kullanılacak alternatif akışkanlar üzerine birçok çalışma bulunmaktadır. Calm ve Domanski (2004) yaptıkları çalışmada iklimlendirme ve soğutmada R-22 yerine kullanılacak alternatif soğutucu akışkanları araştırmışlar ve genel olarak değerlendirmişlerdir. Joudi ve ark. (2003) araba klimalarında R-12 yerine R-134a, R-290, R-600a ve R-290/R-600a (62/38) soğutucularının kullanılması durumlarını incelemişlerdir. DeneySEL ve teorik olarak gerçekleştirilen bu çalışmada R-290/R-600a (62/38) karışımı en uygun alternatif olarak belirlenmiştir. Kumar ve ark. (1989) R-11 ve R-12 akışkanlarının kullanıldığı buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinin ekserji analizini yapmışlardır. Yumrutaş ve ark. (2002) amonyak kullanılarak soğutma sistemlerinde buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklıklarının basınç kaybına, soğutma etkinlik katsayısına, ekserji kaybına ve ikinci yasa verimine etkilerini incelemişlerdir.

Tablo 1. Alternatif soğutucu akışkanlar.

Soğutucu Akışkanlar ve ODP Değerleri	Alternatif Soğutucu Akışkanlar ve ODP Değerleri
R-11 (ODP=1.0) (trichlorofluoromethane CCl_3F)	R-123 (ODP=0.02)
R-12 (ODP=1.0) (dichlorodifluoromethane CCl_2F_2)	R-134a (ODP=0), R-401a (ODP=0.04), R-409a (ODP=0.05), R-413a (ODP=0)
R-13 (ODP=1.0) (chlorotrifluoromethane $CClF_3$)	R-508a (ODP=0)
R-22 (ODP=0.055) (chlorodifluoromethane $CHClF_2$)	R-404a (ODP=0), R-410a (ODP=0), R-134a (ODP=0), R-407c (ODP=0), R-507a (ODP=0), R-290 (ODP=0)
R-500 (ODP=0.7) (R-12 / R-152a; 73.8 / 26.2)	R-401a (ODP=0.04), R-401b (ODP=0.04), R-409b (ODP=0.05)
R-502 (ODP=0.283) (R-22 / R-115; 48.8 / 51.2)	R-507a (ODP=0), R-404a (ODP=0), R-402a (ODP=0.02), R-402b (ODP=0.03), R-408a (ODP=0.02)

Bu çalışmada, birçok alanda yaygın olarak kullanılan R-22 yerine kullanılacak alternatif soğutucu akışkanlar incelenmiştir. Bu akışkanların tek kademeli bir soğutma çevriminde kullanılması durumundaki enerji ve ekserji analizleri yapılarak elemanlardaki tersinmezlikler hesaplanarak verimlilik sonuçları verilmeye çalışılmıştır.

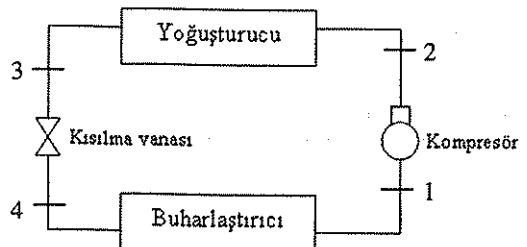
Tablo 2'de R-22 yerine kullanılacak alternatif akışkanların ASHRAE kodları, kimyasal içerikleri, kullanım yerleri ve soğutucu akışkanla kullanılacak yağlar verilmektedir (Onbaşıoğlu, 2003).

Alternatif Soğutucu Akışkan Seçiminde Gözönüne Alınacak Noktalar:

1. Kolay temin edilebilir olmalıdır.
2. Çevre dostu olmalıdır.
3. Sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanların performans ve verimleri önemlidir. Kullanılacak alternatif soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri incelenerek en yakın fiziksel özelliğe sahip alternatif seçilmelidir.
4. Seçilecek alternatifin yanıcılık özellikleri dikkate alınmalıdır.
5. Kullanılacak alternatif soğutucu akışkanın zehirsiz olmasına çalışılmalıdır.
6. Mümkün mertebe fiyatları düşük olmalıdır.
7. Kullanılmakta olan kompresör ve diğer sistem elemanlarının malzemelerine uygun olmalıdır.
8. Sistemde yapılması gereken yağ değişikliği araştırılmalıdır. Kullanılacak yağın nem çekme özelliği, kimyasal uyumluluğu dikkate alınmalıdır (Karlı ve Özyurt, 2002).

Tek Kademeli Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi

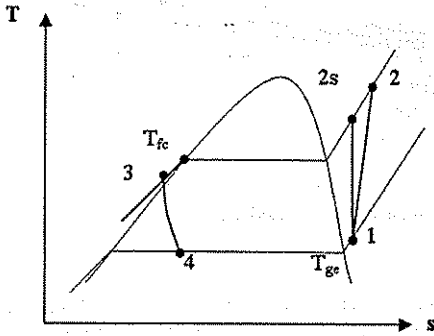
Buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilen ısı yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılmaktadır. Çevrim esnasında soğutucu akışkan faz değiştirmektedir ve dolaşımı kompresörle sağlanmaktadır. Buhar sıkıştırma soğutma sisteminin temel şeması Şekil 1'de gösterilmektedir (Stoecker, 1998).



Şekil 1. Buhar sıkıştırma soğutma sisteminin şematik görünümü.

Tablo 2. R-22 yerine kullanılabilecek alternatif soğutucu akışkanların özellikleri

Alternatif Akışkanlar	Kimyasal İçerikleri (Kütleli oranı %)	Kullanım Yerleri	Kullanılabilecek Yağlar	ODP
R-404a	R-125 / R-143a / R-134a (44 / 52 / 4)	Düşük ve orta sıcaklıklardaki ticari soğutmalarda	Poliester	0
R-410a	R-32 / R-125 (50 / 50)	Ticari ve evsel ısıtma, soğutma ve klima uygulamalarında	Poliester	0
R-134a	1,1,1,2-tetrafluoroethane CH_2FCF_3	Ticari ve evsel ısıtma, soğutma ve klima uygulamalarında	Poliester	0
R-407c	R-32 / R-125 / R-134a (23 / 25 / 52)	Ticari ve evsel ısıtma, soğutma ve klima uygulamalarında	Poliester	0
R-507 (R-507a)	R-125 / R-143a (50 / 50)	Düşük ve orta sıcaklıklardaki ticari soğutmalarda	Poliester	0
R-290	C_3H_8 (Propan)	Düşük ve orta sıcaklıklardaki ticari soğutmalarda	Poliester	0



Şekil 2. Soğutma çevriminin T-s diyagramı.

Tablo 3. 35°C sabit yoğusturucu sıcaklığı için yoğusturucu basıncının değişimi.

Çalışma Akışkanı	R-22	R-134a	R-404a	R-407c	R-410a	R-507a	R-290
Yoğusturucu Basıncı (kPa)	1355	887.5	1623	1535	2136	1659	1218

Son zamanlarda ozon tabakasına zararlı olan mevcut soğutucu akışkanlar yerine kullanılabilecek alternatif soğutucuların araştırılması üzerine çok sayıda çalışma yapılmaktadır. Devotta ve ark. (2001) yapmış oldukları çalışmada R-22 yerine kullanılabilecek R-134a, R-290, R-407, R-410a soğutucu akışkanları incelenmişlerdir. R134a'nın diğer akışkanlara göre enyüksek soğutma etkinlik katsayısına sahip olduğunu ve R134a kullanılması durumunda sistemde kullanılan kompresörde çok önemli modifikasyonların yapılması gerektiğini belirtmişlerdir. Halimic ve ark. (2003) yapmış oldukları çalışmada ise R-12 yerine R-401a, R-290 ve R-134a alternatif soğutucuların kullanılması durumunu incelenmişler ve R134a akışkanının R12'ye en yakın etkinlik değerine sahip olduğunu saptamışlardır.

Bu çalışmada, "5 kW soğutma kapasitesine sahip tek kademeli buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminin" termodinamik analizi yapılmıştır. Yoğusturucu sıcaklığı 35°C'de sabit tutularak farklı soğutucu akışkanların farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarındaki durumları incelenerek sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

Birinci Yasa Analizi

Bu çalışmada, soğutma sistemlerinin termodinamik analizinde aşağıda verilen kabuller yapılmıştır.

1. Sistemdeki parça ve borulardaki sürtünmelerden oluşacak basınç kayıpları ihmal edilmektedir.
2. Sistemin tümünde kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir.
3. Kompresörün izantropik verimi %80 alınmaktadır.
4. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda 5°C aşırı kızdırılmakta, yoğusturucuda 3°C aşırı soğutulmaktadır.
5. Kısılma vanasında soğutucu akışkanın entalpisi değişmemektedir.
6. Çevre sıcaklığı 25°C, 101,325 kPa olarak alınmaktadır.
7. Soğutulan hacmin sıcaklığı buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı olarak alınmaktadır.

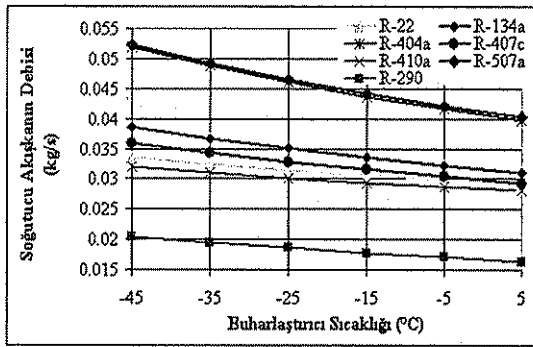
R-404a, R-407c ve R-410a soğutucu akışkanların özellik değişimleri incelendiğinde sabit basınçta sıvı buhar karışımı bölgesinde sıcaklıklarının sabit kalmadığı görülmektedir. Bu nedenle, Şekil 2'de T-s diyagramı

verilen soğutma çevriminde buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı sıcaklıklarının sırasıyla T_{ge} ve T_{fc} noktadaki sıcaklıkları ifade ettiği kabul edilmiştir.

Soğutma makinalarının ısı değerlendirilmesi etkinlik katsayısıyla yapılır. Soğutma makinalarının etkinlik katsayısı birim güç tüketimi için sağlanan soğutma etkisi olup, aşağıdaki bağıntıyla ifade edilmektedir.

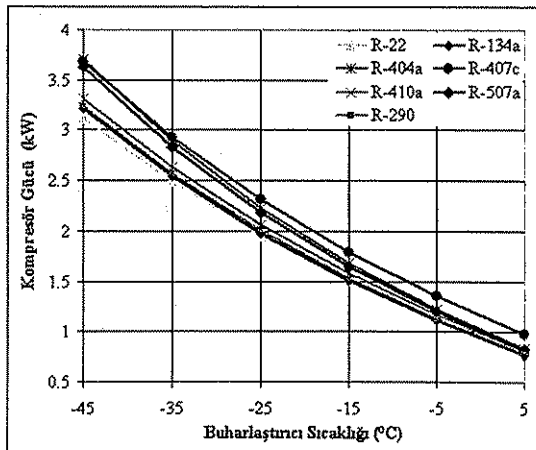
$$COP = \frac{Q_L}{W_{net,g}} \quad (1)$$

Buharlaştırıcı sıcaklığına göre farklı soğutucu akışkanların kullanılması durumundaki kütleli debi değişimleri Şekil 3'de verilmektedir. Sabit soğutma yükü şartlarında buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça soğutucu akışkan debisi yaklaşık doğrusal olarak azalmaktadır.



Şekil 3. Farklı soğutucu akışkanlar için akışkan kütleli debisinin buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi (5 kW soğutma kapasitesi için)

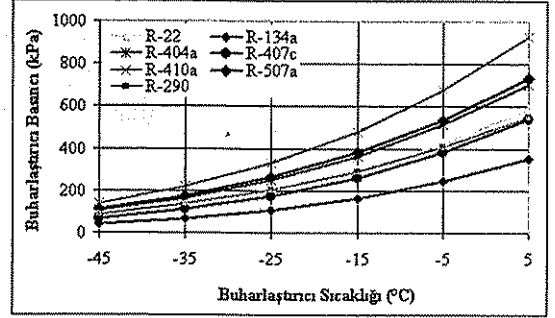
Farklı soğutucu akışkanlar için kompresör gücünün buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimleri Şekil 4'de verilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça istenilen soğutma yükünün sağlanabilmesi için gereken kompresör gücü azalmaktadır.



Şekil 4. Farklı soğutucu akışkanlar için kompresör gücünün buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi

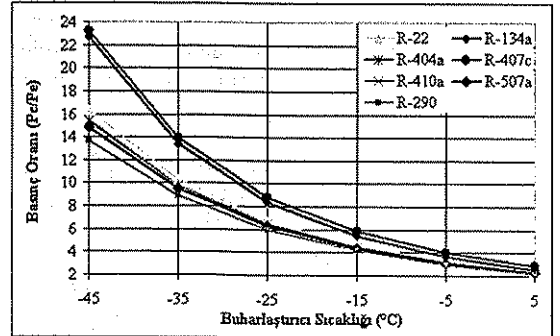
R-407c en fazla kompresör işi gerektiren soğutucu akışkandır. Sonra sırasıyla R-404a, R-507a, R-410a, R-290, R-134a ve R-22 gelmektedir.

Sistemlerin çalışma basınçları konstrüksiyon açısından çok önemlidir. Buharlaştırıcı sıcaklıklarına göre farklı soğutucu akışkanlar kullanılması durumunda oluşacak maksimum ve minimum basınçlar Şekil 5 ve Tablo 3'de verilmektedir.



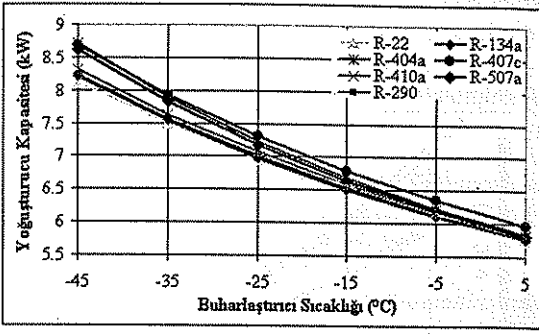
Şekil 5. Farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı basıncının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi.

Şekil 6'da verilen basınç oranları incelendiğinde, en yüksek değere R-407c ve R-134a soğutucu akışkanların sahip olduğu görülmektedir. Basınç oranının düşük olması kompresör verimliliğinin artmasına ve boyutlarının küçülmesine neden olmaktadır. Bu açıdan grafik incelendiğinde R-290'nın diğer alternatif akışkanlara göre daha avantajlı bir durum sergilediği görülmektedir.

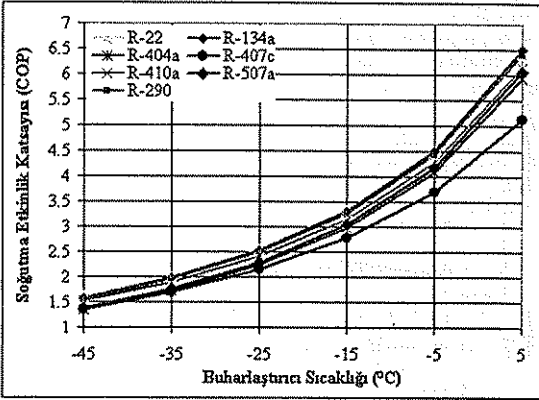


Şekil 6. Farklı soğutucu akışkanlar için basınç oranının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi

Soğutma yükü 5 kW olan bir soğutma sisteminde farklı soğutucu akışkanların kullanılması durumunda buharlaştırıcı sıcaklığına göre yoğunlaştırıcı kapasitesinin değişimi Şekil 7'de ve soğutma etkinlik katsayısının değişimi Şekil 8'de verilmektedir. Şekil 8'de görüldüğü gibi, buharlaştırıcı sıcaklığının artması soğutma etkinlik katsayısını artırmaktadır. R-134a ve R-290 R-22'den sonra enyüksek soğutma etkinlik katsayısına (COP) sahip alternatif soğutucu akışkanlardır.



Şekil 7. Farklı soğutucu akışkanlar için yoğuşturucu kapasitesinin sıcaklığa göre değişimi



Şekil 8. Farklı soğutucu akışkanlar için soğutma etkinlik katsayısının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi

İkinci Yasa Analizi

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin bir şekilden diğer bir şekle dönüştürülebileceğini ve bu esnada toplamın sabit kalacağını ifade etmektedir. Termodinamiğin ikinci yasası ise ısı enerjisinin sadece belirli bir bölümünün işe çevrilebileceğini, çevrenin iç enerjisinden faydalanarak iş elde edilemeyeceğini belirterek enerji dönüşümlerini sınırlamaktadır. Bunun sonucunda bütün doğal olayların tersinmez olduğu ve enerjinin bir şekilden diğer bir şekle dönüşümünde faydalanabilecek kısmının azaldığı sonucuna varılmaktadır. R. Clausius tarafından ikinci yasa "Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinanın başka hiçbir enerji etkileşiminde bulunmadan, düşük sıcaklıktaki bir cisimden ısı alıp yüksek sıcaklıktaki bir cisme ısı vermesi olanaksızdır." şeklinde tanımlanmaktadır (Büyüktür, 1992).

Diğer enerji türlerine sınırlı olarak dönüştürülebilen enerji kullanılabilir enerji (ekserji) ve dönüştürülmesi olanaksız olan enerji ise tersinmezlik (anerji) olarak bilinmektedir. Enerjinin kullanılabilir kısmından olabildiği kadar çok faydalanabilmek için süreçlerdeki tersinmezliklerin giderilmesine çalışmak ve bunları tersinir süreçlere olabildiğince yaklaştırmak gerekmektedir. Bu yolla yapılacak her çaba makina

boyutlarının büyümesine ve ilk yatırım maliyetlerinin artmasına neden olmaktadır. En ekonomik çözümün bulunabilmesi için işletme giderlerinin ilk yatırım harcamaları ile birlikte dikkate alınması ve sistemde yapılacak iyileştirme noktalarının saptanması gerekmektedir. Bu nedenle süreçlerdeki tersinmezliklerin saptanması ve kullanılabilir enerji kaybına ne ölçüde katkıda bulundukları saptanmalıdır.

Verilen bir hal noktasındaki sistemin çevresiyle etkileşimi sonucu ölü hale geçmesi sonucu elde edilebilecek maksimum yararlı işe sistemin kullanılabilirliği veya ekserjisi denir. İki hal arasındaki değişim sırasında sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iş, tersinir iştir ve "W_{tr}" şeklinde gösterilmektedir. Bu iş, ilk ve son haller arasındaki hal değişiminin tümünden tersinir olması durumunda elde edilir.

Tersinir iş ve yararlı iş arasındaki fark tersinmezlikten kaynaklanır ve "I" ile gösterilir. Tersinmezlik miktarları aşağıda verilen bağıntılarla hesaplanabilir.

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_Y = T_0 \cdot \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (2)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde:

$$\dot{W}_{tr} = (\dot{m}_g \cdot \Psi_g - \dot{m}_\varphi \cdot \Psi_\varphi) - \sum_{k=1}^K \dot{Q}_k \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \quad (3a)$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \left[h_g + \frac{V_g^2}{2} + g \cdot Z_g - T_0 \cdot s_g \right] \\ - \sum \dot{m}_\varphi \left[h_\varphi + \frac{V_\varphi^2}{2} + g \cdot Z_\varphi - T_0 \cdot s_\varphi \right] \\ - \sum_{k=1}^K \dot{Q}_k \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \end{aligned} \quad (3b)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\varphi \cdot s_\varphi - \sum \dot{m}_g \cdot s_g + \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (4)$$

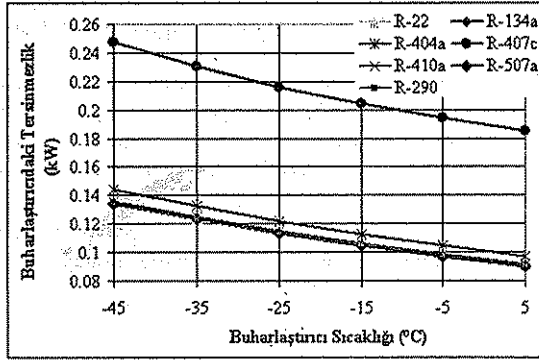
bağıntıları geçerlidir.

Sistemin çıkış ekserjisinin giriş ekserjisine oranı prosesin ikinci yasa verimini vermektedir ve aşağıda verilen ifadeyle bulunabilir (Çengel ve Boles, 1996; Wark 1995).

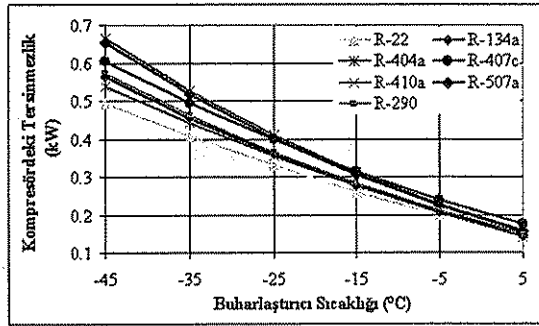
$$\eta_{II} = \frac{\sum \Delta E_\varphi}{\sum \Delta E_g} = 1 - \frac{\sum \dot{I}}{\sum \Delta E_g} \quad (5)$$

$$1 - \eta_{II} = \frac{\sum \dot{I}}{\sum \Delta E_g}$$

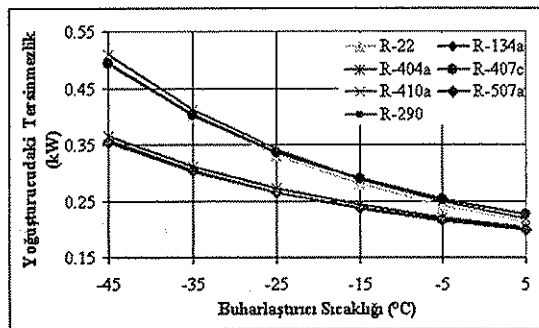
Şekil 9'dan Şekil 12'ye kadar buharlaştırıcı, kompresör, yoğunlaştırıcı, kısma vanasındaki tersinmezliklerin farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklıklarına göre değişimi verilmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla ölü hal özelliklerine yaklaşıldığından sistem elemanlarındaki tersinmezlikler azalmaktadır.



Şekil 9. Farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcıdaki tersinmezlik miktarının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi.



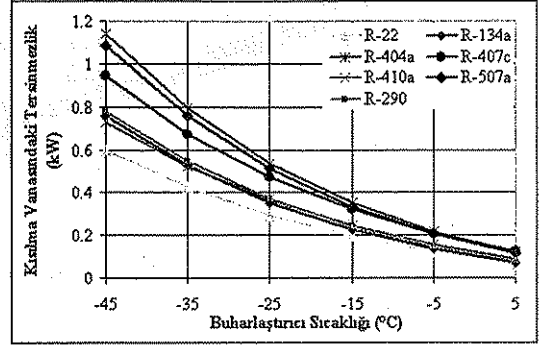
Şekil 10. Farklı soğutucu akışkanlar için kompresördeki tersinmezlik miktarının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi.



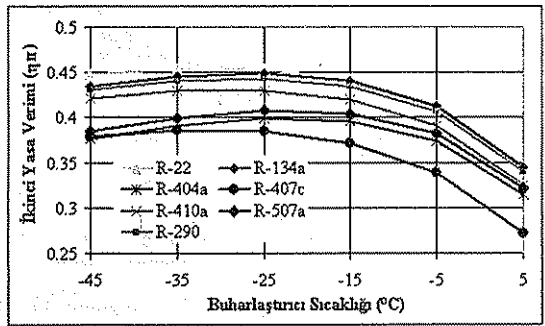
Şekil 11. Farklı soğutucu akışkanlar için yoğunlaştırıcudaki tersinmezlik miktarının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi.

İkinci yasa veriminin buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi alternatif soğutucu akışkanlar için Şekil 13'de verilmektedir. R-134a ve R-290 soğutucu akışkanları R-22'den sonra en yüksek ikinci yasa verimliliğine sahiptir. Değişik soğutucu akışkanların maksimum

ikinci yasa verim değerlerinin $-30^{\circ}\text{C} < T_c < -15^{\circ}\text{C}$ arasında gerçekleştiği şekilden görülmektedir. İkinci yasa verimi açısından soğutma sistemlerinin tasarımında bu sıcaklık aralıkları göz önünde tutulmalıdır.



Şekil 12. Farklı soğutucu akışkanlar için kısma vanasındaki tersinmezlik miktarının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi.



Şekil 13. Farklı soğutucu akışkanlar için ikinci yasa veriminin buharlaştırıcı sıcaklığına göre 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 mevcut sistemlerin değiştirilmesi veya alternatif soğutucu akışkanlarla çalıştırılabilmesi gündeme gelmiştir. Bu çalışmada, R-22 yerine alternatif soğutucu akışkanlar kullanılan tek kademeli bir soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Elemanlardaki tersinmezlikler hesaplanarak sonuçlar verilmiştir.

Bu sonuçlar incelendiğinde alternatif soğutucu akışkanlar içerisinde R-134a ve R-290'nın soğutma etkinlik katsayısının ve ikinci yasa verimliliğinin diğer akışkanlardan daha yüksek değerlere sahip olduğu görülmektedir. Bununla birlikte R-134a'nın yüksek basınç oranlarında çalışması kompresör boyutlarının önemli ölçüde büyümesine neden olmaktadır. Buna karşın, R-290'nın basınç oranlarının R-22'ye yakın değerlere sahip olması bu akışkanı daha avantajlı hale getirmektedir. Pencere veya split tip klima sistemleri gibi uygulamalarda daha kompakt durumlar söz konusu olduğunda R-290'nın kullanılması daha uygun olmaktadır.

KAYNAKLAR

ASHRAE Hanbook Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2001.

Ataer, E., Türkoğlu, H., Usta, H., *Ticari Soğutucularda Alternatif Soğutucu Akışkanların Kullanımı*, Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı, Ankara, 1999.

Büyüktürk, A. R., *Termodinamik Cilt 1 (Termodinamiğin Temel Yasaları)*, Uludağ Üniversitesi Basımevi, 1992.

Calm, J. M., Domanski, A. R-22 Replacament status, *ASHRAE Journal*, August, 29-37, 2004.

Çengel, Y. A., Boles, M. A., *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik* (Çev. T. Derbentli), McGraw-Hill (Literatür Yayıncılık), 1996.

Devotta, S., Waghmare, A.V., Sawant N.N., Domkundwar, B.M., Alternatives to HCFC-22 for air conditioners, *Applied Thermal Engineering*, 21, 703-715, 2001.

Halimic, E., Ross, D., Agnew, B., Anderson, A., Potts, I., A comparison of the operating performance of alternatives, *Applied Thermal Engineering*, 23, 1441-1451, 2003.

Joudi, K. A., Mohammed, A. S. K., Aljanabi, M. K., Experimental and computer performance study of an automotive airconditioning system with alternative refrigerants, *Energy Conversion and Management*, 44, 2959-2976, 2003.

Karlı, S., Özyurt, Ö., Soğutma Teknolojisi için Alternatif Soğutkanlar, *Tesisat Mühendisliği*, Mayıs-Haziran 2002.

Kumar, S., Prevost, M., Bugarel, R., Exergy analysis of a compression refrigeration system, *Heat Recovery Systems & CHP*, 9, 2, 151-157, 1989.

Onbaşıoğlu, S. U., Geleneksel Soğutma Teknolojilerinin İyileştirilmesine Genel Bakış 2, *Termodinamik*, pp. 34, Aralık 2003.

Wark, K., *Advanced Thermodynamics for Engineering*, McGraw-Hill, 1995

W. F. Stocker, *Industrial Refrigeration Handbook*, McGraw-Hill, 1998

www.honeywellrefrigerants.com, 2005.

www.epa.gov, 2005.

Yumrutaş, R., Kunduz, M., Kanoğlu, M., Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems, *Exergy, an International Journal*, 2, 266-272, 2002.

Özay AKDEMİR

1975 yılı Ankara doğumludur. 1997 yılında Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. Yüksek lisans öğrenimini 2001 yılında Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde tamamlamıştır ve halen aynı üniversitenin Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde doktora yapmaktadır. 1998 yılından itibaren Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Termodinamik, enerji, ısı transferi, ısı tekniği konularında 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.