

# HFC-134a ve ALTERNATİFİ SOĞUTKANLARIN (HFO-1234yf ve HFO-1234ze) SOĞUTMA ÇEVİRİMİ PERFORMANSI AÇISINDAN KARŞILAŞTIRMASI

**Arif Emre ÖZGÜR**

Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Teknoloji Fakültesi, Süleyman Demirel Üniversitesi, 32260, Isparta.  
[emreozgur@sdu.edu.tr](mailto:emreozgur@sdu.edu.tr)

(Geliş/Received: 21.10.2011; Kabul/Accepted: 25.04.2013)

## ÖZET

Bu çalışmada, alternatif soğutucu akışkanlar olarak günümüzde ön plana çıkan, HFO-1234yf ve HFO-1234ze'nin, bir buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevriminin etkinliğine ve ekserji verimine olan etkileri teorik olarak incelenmiştir. HFO-1234yf ve HFO-1234ze soğutkanları, HFC-134a soğutucu akışkanlarına alternatif olarak önerildiği için bu üç akışkanın, aynı çevrim ve çalışma aralıklarında, çevrim etkinliğine ve çevrimin ekserji verimine etkileri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur ve bu akışkan değişikliklerinin etkileri tartışılmıştır. Sonuçlar göstermektedir ki, HFC-134a ve HFO-1234ze soğutkanları ile elde edilen çevrim etkinliği ve ekserji verimi değerleri, hemen hemen, aynıdır ve HFO-1234yf'nin kullanıldığı duruma oranla yüksektir. Bu fark yoğunlaştırıcı sıcaklığı 50 °C iken % 15 gibi yüksek bir değere çıkmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** HFC-134a, alternatif soğutkan, HFO-1234yf, HFO-1234ze, performans, karşılaştırma.

## THEORETICAL INVESTIGATION OF VAPOR COMPRESSION COOLING CYCLE USING HFO-1234yf and HFO-1234ze

### ABSTRACT

In this study, effects of using HFO-1234yf and HFO-1234ze recommended as an alternative refrigerant on cycle performance and exergetic efficiency are presented. Because of HFO-1234yf and HFO-1234ze are suggested as alternatives of HFC-134a, the cycle performance and cycle exergetic efficiency parameters are presented comparatively for the refrigerants at the same working conditions and the same cycle. The effects of refrigerant changing process are discussed. It was concluded that from the results, the cycle performance and exergetic efficiency are almost same for HFC-134a and HFO-1234ze and higher than to HFO-1234yf. The difference between these values is 15% for 50 °C condensing temperature.

**Keywords:** HFC-134a, alternative refrigerant, HFO-1234yf, HFO-1234ze, performance, comparison.

### 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Çevresel sorunların ön plana çıktığı günümüzde, CFC (Kloroflorokarbon) ve HCFC (Hidrokloroflorokarbon) soğutucu akışkanlar, ozon tabakasına zarar verdiklerinden, kullanımları sınırlandırılmıştır ve kısmen de sonlandırılmıştır. Bu soğutucu akışkanlara alternatif olarak HFC (Hidroflorokarbon) soğutucu akışkanlar geliştirilmiştir. Bunlardan en ön plana çıkan soğutucu akışkan, CFC-12 için alternatif olarak geliştirilen, HFC-134a'dır. Fakat HFC-134a, günümüzde, kullanımı bazı alanlarda sınırlamaya tabi tutulan bir soğutucu akışkandır [1]. Bunun sebebi ise

HFC-134a'nın sahip olduğu yüksek küresel ısınma potansiyeli (GWP) değeridir. Bu değer yaklaşık 1300 civarındadır [2]. Dolayısıyla, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinden, atmosfere sızan HFC-134a soğutkanı, en iyi bilinen sera gazlarından biri olan, CO<sub>2</sub>'e göre yaklaşık 1300 kat daha fazla küresel ısınma problemine yol açmaktadır (CO<sub>2</sub>'in küresel ısınma potansiyeli 1'dir). Bu açıdan bakıldığında, her ne kadar ozon tabakasına zarar vermediği için çevreci olarak adlandırılrsa da, HFC-134a'nın soğutma sistemlerinde kullanımı, çevre açısından, büyük problem olarak görülmektedir [3]. Bu durumda, GWP değeri düşük olan alternatif soğutucu akışkanlara ilgi

ve bu akışkanların kullandığı sistemler hızla artmaktadır.

HFC-134a için en önemli alternatiflerden biri CO<sub>2</sub>'dir. CO<sub>2</sub>, HFC-134a'nın en çok kullanıldığı uygulama olan, araç klimalarında HFC-134a'nın yerine kullanılmaya başlanmıştır [4]. Avrupa Birliği, GWP değeri 150 den büyük olan, soğutucu akışkanların kullanımını, yeni üretilen araçların klimalarında, 2011 yılından itibaren yasaklamıştır [5]. Bu durumda araç üreticisi firmaların birçoğu CO<sub>2</sub> kullanımına yönelmiştir. Fakat bu sistemlerde, CO<sub>2</sub>'in kritik nokta özellikleri sebebiyle, kritik nokta üstü çevrimler uygulanmak zorundadır. Bunun anlamı da sistemde oldukça yüksek çalışma basınçları var olması demektir. Bu durum CO<sub>2</sub>'li sistemlerin en olumsuz özelliklerindedir. Ayrıca sistem tasarımı tamamen değiştirilmektedir. Mevcut araçların, HFC-134a kullanan, klimalarına doğrudan CO<sub>2</sub> şarj etmek de dolayısıyla mümkün değildir. CO<sub>2</sub>'in soğutma çevrimlerinde kullanımı ile ilgili daha detaylı bilgilere ilgili literatür çalışmalarından ulaşılabilir [6–12].

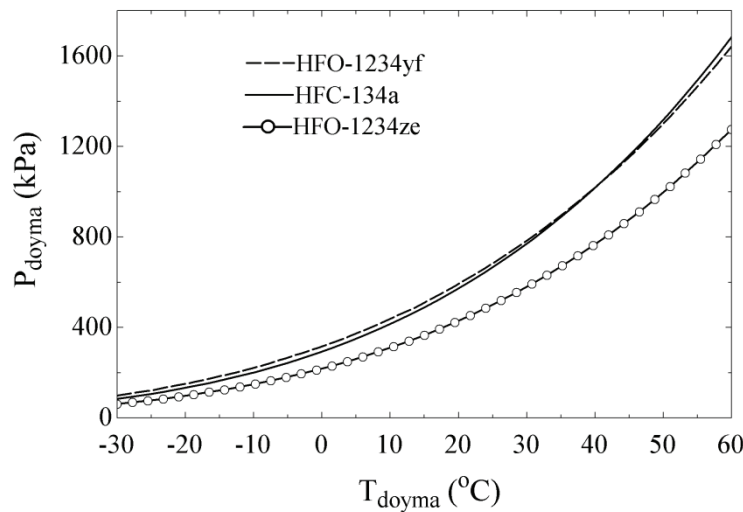
Günümüzde HFC-134a için alternatif olarak önerilen diğer iki soğutkan ise, yine HFC grubu ailesinden olan, HFO-1234yf ve HFO-1234ze dir. HFO-1234yf ve HFO-1234ze'nin en önemli avantajı, mevcut klima sistemlerinde, hiçbir değişikliğe gidilmeden kullanılabilir olmasıdır. HFC-134a'nın doyma basıncı ile HFO-1234yf'nin doyma basıncı arasındaki uyum oldukça iyi iken, HFO-1234ze için bu uyum çok iyi değildir. HFO-1234ze'nin doyma basıncı, aynı sıcaklıkta, diğerlerinden biraz daha düşüktür. Şekil 1'de verilen diyagram bu uyumu ve farklılığı açıkça göstermektedir.

Şekil 1'den de görüldüğü üzere, bu üç akışkanın doyma basınçları arasındaki uyum (özellikle HFO-1234yf ile HFC-134a arasındaki) sebebiyle, akışkan değişikliğinin sistem basınçları üzerinde etkisinin çok

fazla olmayacağı ifade edilebilir. HFO-1234yf ve HFO-1234ze ile ilgili en büyük olumsuzluk, bu akışkanların yanıcı bir özellik ortaya koymasındadır. Bu akışkanlardan HFO-1234yf, ilk olarak geliştirildiğinde, A2 güvenlik sınıfına dâhil olduğu belirtilmiştir. Fakat çok yakın bir geçmişte ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers) bu standardı A2L olarak değiştirmiştir. Bunun anlamı, HFO-1234yf nin alevlenmesi durumunda, oluşacak alev hızının 10 cm/s sınırının altında olacağı ve bu tehlikenin nispeten daha az önemli olacaktır. Birçok ülkede (başta Amerika ve Japonya olmak üzere), soğutkanların güvenlik kodlarına göre, uygulama alanlarında alınması gereken tedbirler çok sınırlayıcıdır. Bu sebeple, HFO-1234yf nin güvenlik sınıfının değişmesi, bu akışkanın daha yaygın olarak kullanılmasını kolaylaştırmıştır. HFO-1234ze ise HFO-1234yf ile kıyaslandığında, daha az yanıcı bir karakter ortaya koyan bir soğutkandır ve onunda güvenlik sınıfı A2L dir. HFO-1234yf ve HFO-1234ze soğutkanlarının bazı genel ve termodinamik özellikleri aşağıdaki tabloda, HFC-134a ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Bu soğutkanları soğutma kapasitesi açısından da karşılaştırmak gereklidir. Bu karşılaştırmayı rakamsal olarak yapmak yerine, grafiksel olarak yapmak daha anlamlı olacaktır. Çünkü soğutma kapasitesi, soğutucu akışkanın doyma basıncına göre değişir. Şekil 2'de, aynı lnP-h diyagramı üzerinde, üç soğutkanında doyma eğrileri gösterilmiştir. Bu şekilden de görüldüğü üzere, aynı doyma basınçlarında, HFC-134a ve HFO-1234ze'nin buharlaşma gizli ısı, HFO-1234yf ye oranla daha yüksektir. Bu durum HFO-1234yf'nin olumsuz özelliğidir.

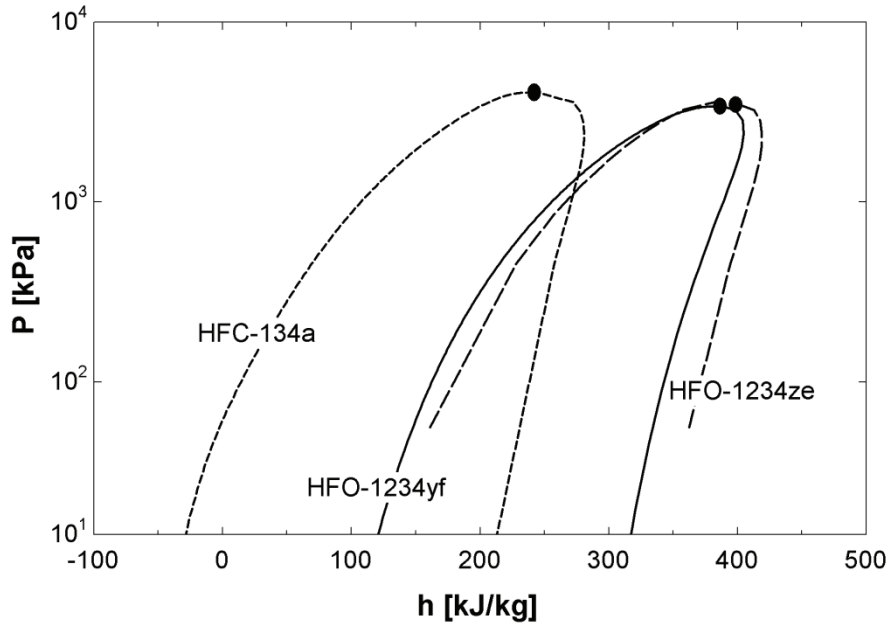
Jarall tarafından, sadece HFC-134a ve HFO-1234yf soğutkanlarının, buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma



Şekil 1. HFC-134a, HFO-1234yf ve HFO-1234ze'nin doyma basınçlarının sıcaklık ile değişimi (The saturation pressure variations of HFC-134a HFO-1234yf and HFO-1234ze).

**Tablo 1.** HFO-1234yf, HFO-1234ze ve HFC-134a'nın bazı genel ve termodinamik özellikleri (Some general and thermodynamic properties of HFC-134a, HFO-1234yf and HFO-1234ze) [13, 14, 15].

	<i>HFO-1234yf</i> ( $C_3H_2F_4$ )	<i>HFO-1234ze</i> ( $C_3H_2F_4$ )	<i>HFC-134a</i> ( $CH_2FCF_3$ )
<i>ODP (Ozon delme potansiyeli)</i>	0	0	0
<i>GWP (Küresel ısınma potansiyeli)</i>	4	6	1300
<i>Atmosferik ömür</i>	12 gün	18 gün	11 yıl
<i>Kaynama sıcaklığı (1 atm basınçta) (<math>^{\circ}C</math>)</i>	-29,52	-19,27	-26,09
<i>Kritik sıcaklığı (<math>^{\circ}C</math>)</i>	94,7	101	101
<i>Kritik basıncı (kPa)</i>	3381	3632	4059
<i>Isı iletim kat. (<math>W/m.K</math>) (<math>20^{\circ}C</math> ve 1 atm. basınçta)</i>	0,01003	---	0,01354
<i>Yüzey gerilmesi (<math>N/m</math>) (<math>20^{\circ}C</math> için)</i>	0,006736	0,009634	0,008756

**Şekil 2.** HFO-1234yf, HFO-1234ze ve HFC-134a'nın doyma eğrileri ve kritik noktalarının lnP-h diyagramında gösterilmesi (The presentation of saturation curves and critical points of HFC-134a, HFO-1234yf and HFO-1234ze on lnP-h diagram).

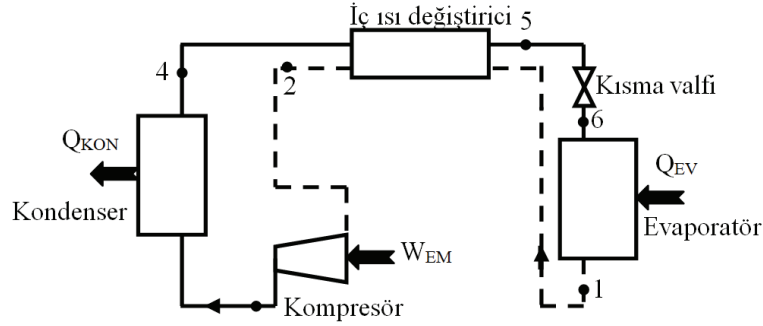
çevrimlerindeki kullanılabilirliği incelenmiştir. HFC-134a soğutucu akışkanının daha yüksek performans gösterdiği ifade edilmiştir [16].

Bu çalışmada, HFO-1234yf ve HFO-1234ze'nin soğutma sistemlerinde kullanılabilirliği teorik olarak incelenmiştir. Ayrıca hâlihazırda kullanılan soğutkanla (HFC-134a), soğutma sistemlerinde ortaya koydukları enerji ve ekserji verimlilikleri açısından da, karşılaştırılmıştır. Literatürde bu konuyu incelemiş yeterli bir çalışma, özellikle ekserjetik açıdan yapılmış bir karşılaştırma çalışması, yoktur.

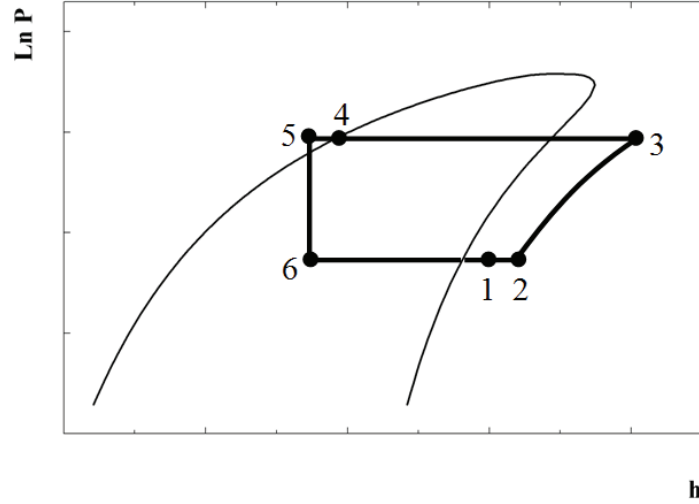
## 2. TEORİK ANALİZ (THEORETICAL ANALYSIS)

Bu çalışmanın materyali, tek kademeli, buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevrimidir. Bu çalışmada, çevrimin temel elemanları olarak, şekil 3 de gösterildiği üzere, kompresör, kondenser, kısma valfi, evaporatör ve iç ısı değiştirici dikkate alınmıştır. Bu çevrimi ana hatları ile şöyle açıklayabiliriz; Sıvı

olarak kondenseri terk eden soğutucu akışkan, iç ısı değiştiriciden geçerek, kısma valfine gelir. İç ısı değiştiriciden geçiş esnasında sıvı akışkanın sıcaklığı düşer. Çünkü iç ısı değiştiriciye, başka bir bağlantıdan, evaporatörden gelen, kızgın buhar fazında ve sıcaklığı nispeten düşük olan soğutucu akışkan buharı girer. Burada sıvı akışkandan, buhar fazındaki, soğutucu akışkana ısı transferi gerçekleştirilir. İç ısı değiştirici kullanılarak hem sistem verimliliği iyileştirilir hem de, evaporatörden çıkan, soğutucu akışkan buharı içinde bulunabilecek, sıvı damlacıklarının buharlaştırılması sağlanır. Bu husus, kompresörün kavitasyona uğramaması açısından, son derece önem arz eder. Kısma valfinden geçen ve basıncı düşen soğutucu akışkan, evaporatör içinde buharlaşarak ısı alır ve soğutma etkisini gerçekleştirir. Isı alarak buharlaşan soğutucu akışkan, biraz önce de anlatıldığı şekilde, iç ısı değiştiriciden geçerek kompresöre gelir. Kompresörde basıncı artırılan soğutucu akışkan, sistemdeki en yüksek sıcaklığa ulaşarak, kondensere girer. Burada, çevre ortama ısı



Şekil 3. Çevrimin şematik gösterimi (The schematic presentation of cycle).



Şekil 4. Çevrimin lnP-h diyagramı üzerinde şematik olarak çizimi (The schematic presentation of cycle on lnP-h diagram).

Tablo 2. Çalışmada kabul edilen sistem parametreleri (Assumed systems parameters in the analysis).

Referans sıcaklık ( $T_0$ )	293 K
Referans basınç ( $P_0$ )	100 kPa
Soğutma kapasitesi ( $Q_{EV}$ )	1 kW
Evaporatör sıcaklık aralığı ( $T_{EV}$ )	248 – 273 K
Kondenser sıcaklık aralığı ( $T_{KON}$ )	303 – 323 K
Aşırı soğutma sıcaklığı ( $\Delta T_{AS}$ )	0 K
Kızgınlık değeri ( $\Delta T_{KIZ}$ )	3 K
Ara ısı değiştiricideki kızgınlık ( $\Delta T_{KID}$ )	3 K
Kompresör izentropik verimi ( $\eta_I$ )	80 %
Kompresör mekanik verimi ( $\eta_M$ )	90 %
Elektrik motor verimi ( $\eta_{EM}$ )	90 %

aktararak, sıvılaştıran soğutucu akışkan, tekrar, evaporatöre gönderilir. Aşağıdaki şekillerde, bu çalışmada incelenen, çevrimin elemanları ve çevrimin lnP-h diyagramı üzerindeki şematik gösterimleri verilmiştir.

Şekil 4'ten görüldüğü üzere, evaporatör çıkışında, soğutucu akışkanın kızgın buhar fazında olduğu görülmektedir. Çalışmada dikkate alınan kızgınlık değeri ile sistemin diğer çalışma aralıkları ve şartları, Tablo 2'de, listelenmiştir.

Tablo 2'de verilen bütün parametreler üç soğutkan için de geçerlidir. Tüm akışkanlar, aynı şartlar altında ve aynı model aracılığıyla, çevrim etkinlikleri ve

çevrimin ekserji verimlilikleri açısından karşılaştırılmıştır. Tablo 2'de dikkate alınan değer aralıkları (özellikle verim değerleri), literatürdeki, benzer çalışmalarda kullanılan değerler dikkate alınarak belirlenmiştir.

Soğutma sisteminin modellenmesinde, öncelikle, bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller aşağıda belirtilmiştir.

\* Bütün sistem bileşenleri için sürekli rejim çalışma şartları geçerlidir.

\* Çevrim bileşenlerinde basınç kayıpları ihmal edilmiştir.

\* Çevrimden çevreye ısı kayıpları ve çevreden çevrime olan ısı kazançları ihmal edilmiştir.

\* Kinetik ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilmiştir.

\* Evaporatör ve kompresör fanlarının enerji kullanımları dikkate alınmamıştır. Bu kabuller ışığında akış ekserjisi;

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (1)$$

şeklinde yazılır. Her bir sistem bileşenindeki tersinmezlik ise

$$I = Ek_g - Ek_ç \quad (2)$$

şeklinde yazılan genel ekserji dengesi denklemi ile elde edilir. Sistemin bileşenleri için termodinamiğin

1. yasası ve 2. yasası, yukarıdaki kabuller ışığında, aşağıdaki gibi yazılır.

Evaporatör;

$$Q_{EV} = \dot{m}_S (h_1 - h_6) \quad (3)$$

$$I_{EV} = \dot{m}_S (\psi_1 - \psi_6) + Q_{EV} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{EV}} \right) \quad (4)$$

Kompresör;

$$W_K = \dot{m}_S (h_3 - h_2) \quad (5)$$

Burada  $h_3$  kompresör çıkışında, izentropik olmayan (gerçek) sıkıştırma sonrası soğutucu akışkan entalpisidir. Bu değer, kompresörün izentropik verim değeri kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$h_3 = \left( \frac{h_{3,S} - h_2}{\eta_I} \right) + h_2 \quad (6)$$

Burada  $h_{3,S}$  izentropik sıkıştırma sonrası elde edilecek soğutucu akışkan entalpisidir. Kompresör elektrik motoru kapasitesi ve kompresördeki tersinmezlik aşağıdaki ifadeler ile hesaplanır;

$$W_{EM} = \frac{W_K}{\eta_M \eta_{EM}} \quad (7)$$

$$I_K = \dot{m}_S (\psi_2 - \psi_3) + W_{EM} \quad (8)$$

Kondenser;

$$Q_{KON} = \dot{m}_S (h_3 - h_4) \quad (9)$$

$$I_{KON} = \dot{m}_S (\psi_3 - \psi_4) - Q_{KON} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{KON}} \right) \quad (10)$$

Kısma valfi,

$$h_5 = h_6 \quad (11)$$

$$I_{KV} = \dot{m}_S (\psi_5 - \psi_6) \quad (12)$$

Ara ısı değiştirici,

$$Q_{AID} = \dot{m}_S (h_4 - h_5) = \dot{m}_S (h_2 - h_1) \quad (13)$$

$$I_{AID} = \dot{m}_S [(\psi_4 - \psi_5) - (\psi_2 - \psi_1)] \quad (14)$$

Bu çevrimin soğutma etkinliğini (15) numaralı denklem ile hesaplamak mümkündür;

$$COP_S = \frac{Q_{EV}}{W_{EM}} \quad (15)$$

Sistemin toplam tersinmezliğin, her bir sistem bileşeninde, meydana gelen tersinmezliklerin toplamıdır;

$$I_{SII} = I_{EV} + I_K + I_{KON} + I_{KV} + I_{AID} \quad (16)$$

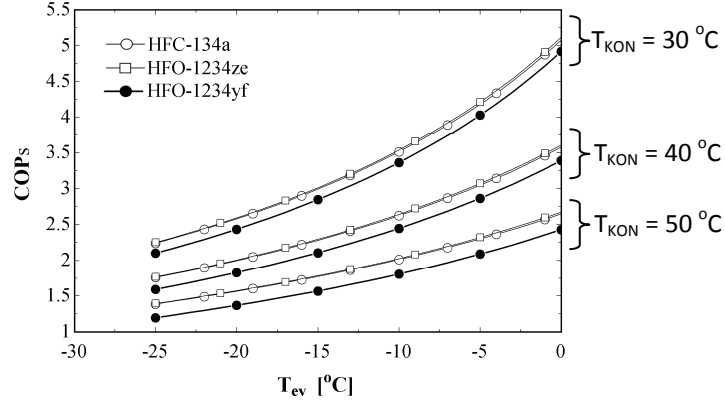
Çevrimin ekserji verimliliği ise (17) numaralı ifade ile hesaplanır [14];

$$\eta_{EK} = \frac{(\psi_1 - \psi_6)}{W_{EM}} \quad (17)$$

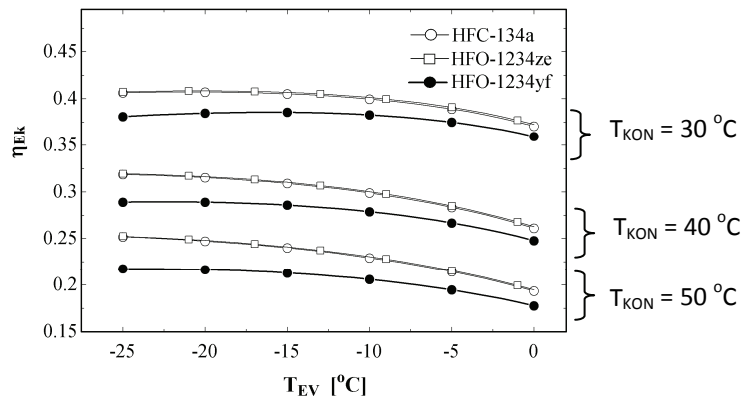
Yukarıdaki denklemlerin çözümlenmesi ve soğutkanların termodinamik özellikleri EES (Engineering Equation Solver) programı ve bu programın kütüphanesindeki veriler ile sağlanmıştır [17].

### 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

Çevrimin enerji ve ekserji analizleri sonucunda elde edilen soğutma etkinlik katsayısının ve ekserji veriminin, soğutkanın buharlaşma sıcaklığına göre, değişimleri Şekil 5 ve 6'da sırasıyla verilmiştir. Bu grafikler, üç farklı, kondenser sıcaklığı için çizilmiştir. Grafiklerin sağ tarafında, eğrilerin çizildiği kondenser sıcaklıkları gösterilmiştir. Şekil 5 ve 6 göstermektedir ki, termodinamik anlamda HFC-134a için en iyi alternatif HFO-1234ze dir. Soğutkanın buharlaşma sıcaklığına göre çizilen bu şekillerden, HFC-134a ve HFO-1234yf'nin etkinlik ve ekserji verim eğrilerinin çakıştığı, hatta çok az da olsa HFO-1234ze için daha yüksek değerler elde edildiği görülmektedir. HFO-1234yf soğutkanı ile



**Şekil 5.** Çevrimin soğutma etkinlik katsayısının, soğutkanın buharlaşma sıcaklığı ile değişimi (The variation of cycle COP with evaporation temperature).



**Şekil 6.** Çevrimin ekserji veriminin, soğutkanın buharlaşma sıcaklığı ile değişimi (The variation of cycle exergy efficiency with evaporation temperature).

daha düşük etkinlik ve ekserjetik verim değerleri elde edilmiştir.

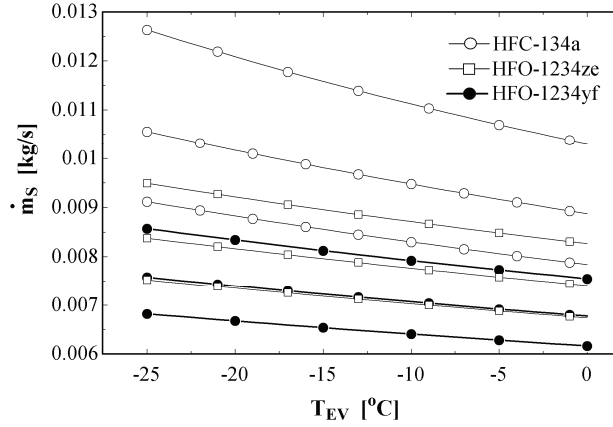
Soğutma etkinlikleri, artan buharlaşma sıcaklığıyla, artarken, ekserji verimi, düşük kondenser sıcaklıklarında (30 °C), önce artış göstermekte sonra da azalmaktadır. Daha yüksek kondenser sıcaklıklarında ise ekserji verimi, artan buharlaşma sıcaklığıyla, azalmaktadır. Burada gözlemlenen olgu, optimum bir buharlaşma sıcaklığının var olduğudur. Eğer daha yüksek kondenser sıcaklıkları ve -25 °C den daha düşük buharlaşma sıcaklıklarında da analiz yapılırsa, bu şartlarda da optimum buharlaşma sıcaklığı değerine rastlanılabilir. Bu duruma, soğutma çevrimleri için genellikle gözlemlenen bir olgu olarak, literatürdeki bazı çalışmalarda da rastlamak mümkündür.

HFO-1234yf ile HFC-134a ve HFO-1234ze soğutucu akışkanlarının kullanıldığı çevrimlerin ekserji verimleri arasındaki fark, azalan buharlaşma sıcaklığıyla, daha da artmaktadır. Bu sonuç, HFO-1234ze soğutkanın, genellikle, yalıtım malzemesi üretiminde, genişletirici akışkan olarak kullanılmasının yanı sıra, soğutkan olarak HFC-134a'nın yerini almasının önemine de işaret etmektedir.

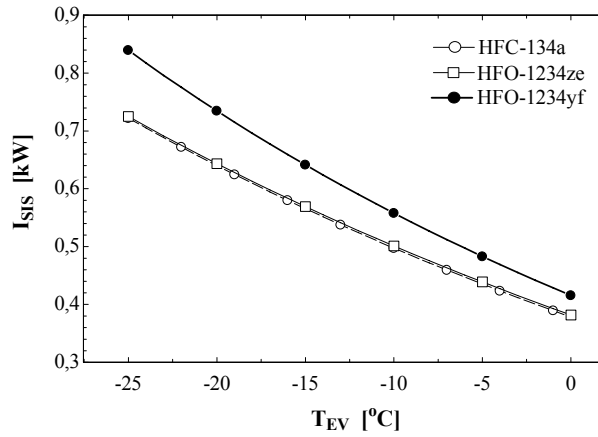
Bu akışkanların kütleli debilerinin, yine buharlaşma sıcaklığıyla, değişimi Şekil 7'de verilmiştir. Bu şekilde, yine üç farklı kondenser sıcaklığı için, her üç akışkanın da debi değişimleri sunulmuştur. Her akışkan için çizilen eğrilerin, en üstte yer alanları, 30 °C kondenser sıcaklığı dikkate alınarak çizilmiştir. Ortadakiler 40 °C ve en alttakiler ise 50 °C kondenser sıcaklıkları içindir.

Şekil 7'den görüldüğü üzere, HFO-1234ze ve HFO-1234yf soğutkanları ile elde edilen soğutucu akışkan kütleli debi değerleri, HFC-134a ile edilen değerlere oranla, oldukça düşüktür. Bunun anlamı, soğutkan değişikliği ile sistemdeki boru çaplarının daha küçük olabileceği ve akış kayıplarının daha az olacağıdır. Bu sayede ilk yatırım ve işletme maliyetlerinde azalma sağlamak mümkün olacaktır.

Sistemin toplam tersinmezliğinin, soğutkanın buharlaşma sıcaklığıyla, değişimi de Şekil 8'de verilmiştir. Şekil 8'de verilen grafik 50 °C yoğuşma sıcaklığı için geçerlidir. Bu grafikte de HFC-134a ile HFO-1234ze soğutkanlarının benzer bir durum ortaya koyduğu görülmektedir. Elde edilen toplam tersinmezlik rakamları, her iki soğutkan içinde, yaklaşık aynıdır. HFO-1234yf ile elde edilen toplam



**Şekil 7.** Soğutkanların kütleli debilerinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi (The variation of refrigerant mass flow rate with evaporation temperature).



**Şekil 8.** Sistemin toplam tersinmezliğinin soğutkanın buharlaşma sıcaklığı ile değişimi (The variation of total system irreversibility with evaporation temperature).

tersinmezlik değeri, diğer iki soğutkan ile kıyaslandığında, daha yüksektir.

daha yüksektir. Bu fark yoğuşturucu sıcaklığı 50 °C iken % 15 gibi yüksek bir değere çıkmıştır.

#### 4. SONUÇ (CONCLUSION)

Soğutkanlar hakkında her geçen gün yeni gelişmeler yaşanmaktadır. Bu gelişmeler ışığında, günümüzün en başta gelen sera gazlarından olan, HFC-134a için alternatifler önerilmektedir. HFO-1234yf ve HFO-1234ze soğutkanları da bunlardan iki tanesidir. Bir diğer alternatif ise karbon dioksittir. Karbon dioksitin en olumsuz özelliği, mevcut sistemlerde, doğrudan kullanılamayacak olmasıdır. Yüksek basınca dayanıklı özel sistemlere ihtiyaç vardır. HFO-1234yf ve HFO-1234ze soğutkanları ise doğrudan mevcut sistemler ile kullanılabilir. Bu çalışmada, buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevriminde, bu iki soğutkanın HFC-134a ile enerji ve ekserji verimliliği açısından karşılaştırılması teorik bir analizle, sunulmuştur. Sonuçlar göstermektedir ki, enerji ve ekserji verimliliği açısından, HFC-134a için en iyi alternatif HFO-1234ze soğutkanıdır. HFC-134a ve HFO-1234ze soğutkanları ile elde edilen çevrim etkinliği ve ekserji verimi değerleri, yaklaşık olarak, aynıdır ve HFO-1234yf'nin kullanıldığı duruma göre

Alternatif soğutkan ile elde edilen enerji ve ekserji verimliliğinin, mevcut soğutkan kullanılarak, elde edilen performansa eşit veya daha yüksek olması gerekmektedir. Bu sayede, daha çevreci bir soğutkan kullanılırken, enerji kullanımı açısından da daha yüksek CO<sub>2</sub> emisyonu salınımı engellenebilir. HFO-1234yf ve HFO-1234ze soğutkanlarının yanıcı bir özelliğe sahip olmaları ise bu iki soğutkanın en olumsuz yönü olarak değerlendirilmektedir. Fakat her iki akışkanın güvenlik sınıfının A2L olması, bu etkinin sınırlı olduğunu ifade etmektedir. Kısmi yanıcılık anlamına gelen bu güvenlik sınıfı ile HFO soğutkanlarının, birçok uygulamada, kullanılması kolaylaşmaktadır. Güvenlik gereksinimlerine uyularak, HFC-134a soğutkanı yerine, bu alternatif soğutkanların kullanılması mümkündür.

#### 5. SEMBOLLER (SYMBOLS)

Ek : Ekserji (kW)  
 COP<sub>s</sub> : Soğutma performans katsayısı (boyutsuz)  
 h : Özgül entalpi (kJ/ kg)  
 I : Tersinmezlik (kW)



$\dot{m}_s$	: Soğutucu akışkan kütleli debisi (kg/s)
P	: Basınç (bar)
Q	: Isı transfer oranı (kW)
s	: Entropi (kJ/kg.K)
T	: Sıcaklık (K)
W	: İş (kW)

### Yunan Harfleri

$\eta$	: Verim (boyutsuz)
$\psi$	: Akış ekserjisi (kJ/kg)

### Alt İndisler

0	: Çevre şartları
1,2.	: Şekil 3 ve 4 de gösterilen faz durumları
AID	: Ara ısı değiştirici
AS	: Aşırı soğutma
ç	: Çıkış
I	: İzentropik
ID	: Isı değiştirici
Ek	: Ekserji
EM	: Elektrik motoru
EV	: Evaporatör
g	: Giriş
K	: Kompresör
KIZ	: Kızgınlık
KON	: Kondenser
KV	: Kısmi valfi
M	: Mekanik
S	: İzentropik

### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Bulgurcu, H., Uslu, T., "Taşıt İklimlendirme Sistemlerinde Soğutucu Akışkan Olarak Karbondioksit (CO<sub>2</sub>) Kullanımı", **Mühendis ve Makine**, Cilt 49, No 578, 8–13, 2008.
- Akdemir, Ö., Güngör, A., "CO<sub>2</sub> Soğutma Çevrimlerinin Maksimum Performans Analizi", **Isı Bilimi ve Tekniği**, Cilt 30, No 2, 37–43, 2010.
- Hafner A., Jakobsen, A., Neksa, P., Pettersen, J., "Life Cycle Climate Performance (LCCP) of Mobile Air-Conditioning Systems with HFC-134a and R-744", **VDA Alternate Refrigerant Winter Meeting 2004**, Saalfelden, Austria, 2004.
- Brown, J.S., Domanski, P.A., "Semi Theoretical Simulation Model for a Transcritical Carbon Dioxide Mobile A/C system", **SAE Technical Paper Series 2000-01-0985**, Detroit, MI, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA, 1–11, 2000.
- Bulgurcu, H., Kon, O., İlten, N., "Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri İle İlgili Yeni Yasal Düzenlemeler ve Hedefler", **VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi**, Bildiriler kitabı, 915–928, 25–28 Ekim 2007, İzmir, Türkiye, 2007.
- Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, G.R., Schiefloe, P.A., "CO<sub>2</sub>-Heat Pump Water Heater: Characteristics, System Design and Experimental Results", **International Journal of Refrigeration**, Cilt 21, No 3, 172–179, 1998.
- Laipradit, P., Tiansuwan, J., Kiatsiriroat, T., Aye, L., "Theoretical Performance Analysis of Heat Pump Water Heaters Using Carbon Dioxide as Refrigerant", **International Journal of Energy Research**, Cilt 32, No 4, 356–366, 2008.
- Groll, E.A., Kim, J.H., "Review of Recent Advances Toward Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle Technology", **HVAC&R Research**, Cilt 13, No 3, 499–520, 2007
- Kim, H.M., Pettersen, J., Bullard, C.W., "Fundamental Process and System Design Issues in CO<sub>2</sub> Vapor Compression Systems", **Prog. in**
- Bullard, C., Rajan, J., Cho, S.O., "Residential Space Conditioning and Water Heating with Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle", **Appliance Magazine Engineering**, Cilt March, 30–38, 2005.
- Rozhentsev, A., Wang, C.C., "Some Design Features of a CO<sub>2</sub> Air-Conditioner", **Journal of Applied Thermal Engineering**, Cilt 21, No 8, s. 871–880, 2001.
- Özgür, A.E., "The Performance Analysis of CO<sub>2</sub> Mobile Air Conditioning System With Various Gas Cooler Pressure and Outlet Temperature of CO<sub>2</sub> From the Gas Cooler", **Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University**, Cilt 23, No1, 181-185, 2008.
- Tanaka, K. and Higashi, Y., "Thermodynamic properties of HFO-1234yf", **International Journal of Refrigeration**, Cilt 33, No 3, 474–479, 2010.
- Tillner, R., Baehr, H.D., "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa", **J. Phys. Chem, Ref. Data**, Cilt 23, No 5, 1994.
- Dinçer, I., **Refrigeration Systems and Application**, Wiley: West Sussex, 2003.
- Jarall, S., "Study of refrigeration system with HFO-1234yf as a working fluid", **International Journal of Refrigeration**, Cilt 35, No 6, 1668–1677, 2012.
- Klein, S.A., "Engineering Equation Solver", **Version 8.874**, 2011.
- Energy and Combustion Science**, Cilt 30, No 2, 119–174, 2004.