



## TOPRAK KAYNAKLI BİR ISI POMPASININ FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKANLAR İÇİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Recai ALKAN<sup>1</sup>, Ahmet KABUL<sup>2</sup> ve Önder KIZILKAN<sup>3</sup>

Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, 32200, Isparta  
<sup>1</sup>alkanrecai@gmail.com, <sup>2</sup>ahmetkabal@sdu.edu.tr, <sup>3</sup>onderkizilkan@sdu.edu.tr

(Geliş Tarihi: 21.06.2012 Kabul Tarihi: 04.10.2012)

**Özet:** Bu çalışmada Isparta ili şartlarında mahal ısıtması için toprak kaynaklı ısı pompasının alternatif soğutucu akışkanlar için termodinamik incelemesi yapılmıştır. Bu maksatla soğutucu akışkan olarak R22, R404A, R410A, R407C, R134A ve R600 soğutucu akışkanları seçilmiş ve belirli şartlar için COP, ekserji verimi ve sistemin toplam tersinmezliği gibi performans parametreleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre R600 akışkanının diğer alternatifler arasında en iyi performansa sahip olduğu tespit edilmiştir. R600 akışkanını sırasıyla R22 ve R134A takip etmektedir. Bunun dışında sistemin kondanser ve evaporatör sıcaklıklarıyla COP, ekserji verimi ve tersinmezlik gibi performans parametrelerinin değişimlerini belirlemek için parametrik çalışma yapılarak sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Toprak Kaynaklı Isı Pompası, Enerji Analizi, Ekserji Analizi, Alternatif Soğutucu Akışkanlar

## THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A GROUND SOURCE HEAT PUMP FOR DIFFERENT REFRIGERANTS

**Abstract:** In this study, thermodynamic analysis of heat pump system for residential heating is analyzed for alternative refrigerants for Isparta conditions. For this aim, the refrigerants are selected to be R22, R404A, R410A, R407C, R134A and R600. Using the thermodynamic properties of these refrigerants, performance parameters of the system such as COP, exergy efficiency and irreversibility rates are calculated. From the results the best refrigerant is found to be R600, followed by R22 and R134A. Additionally, a parametric study is carried out to determine how COP, exergy efficiency and irreversibility rate of the system vary with different condenser and evaporator temperatures.

**Keywords:** Ground Source Heat Pump, Energy Analysis, Exergy Analysis, Alternative Refrigerants

### SEMBOLLER

COP	Performans katsayısı
COP <sub>carnot</sub>	Carnot performans katsayısı
c <sub>p</sub>	Özgül ısı [kJ/kgK]
E	Enerji [kW]
Ẃx	Ekserji [kW]
Ẃx <sub>yokolan</sub>	Tersinmezlik [kW]
ε	Özgül ekserji [kJ/kg]
h	Özgül entalpi [kJ/kg]
ṁ	Akışkan debisi [kg/s]
P	Basınç [kPa]
Ş	Entropi [kW/K]
s	Özgül entropi [kJ/kgK]
T	Sıcaklık [°C]
Q̇	Isı [kW]
Ẃ	İş [kW]
η <sub>II</sub>	İkinci kanun verimi

### Alt İndisler

C	Kompresör
E	Evaporatör
e	Evaporatör ısıtma suyu

FC	Fan-coil
GV	Genleşme valfi
K	Kondanser
k	Kondanser soğutma suyu
R	Soğutucu akışkan
T	Toplam
TID	Toprak ısı değiştiricisi
0	Çevre şartları

### GİRİŞ

Isı pompaları günümüzde yaygın olarak kullanılan cihazlar olup ısıtma amaçlı olarak yaygın şekilde kullanılmaktadır. Isı pompaları ısı kaynaklarına göre; hava, toprak, yerüstü suları, yer altı suları, güneş enerjisi, jeotermal enerji, artık ısı kaynakları gibi sınıflandırıldığı gibi, işletme çevrimlerine göre; hava-hava, hava-su, su-su kaynaklı şeklinde sınıflandırılmaktadır (Coşkun, 2004). Isı pompalarında akışkan seçimi uygulamaya göre değişir. Freonlar (R12, R22, R502 gibi) piyasada kullanılan soğutucu akışkanların en büyük bölümünü oluşturur. Ozon krizi, soğutucu akışkanlar için yeni arayışlar gerektirmiştir. Çünkü araştırmalara göre ozon tabakasının incelmesinin en önemli sebebi atmosferdeki klor ve brom miktarlarının artmasıdır; bu zararlı

maddeleri ihtiva eden CFC'ler atmosferde sera etkisine ve yeryüzünün ısınmasına katkıda bulunmaktadır (Arcaklıoğlu ve Erişen, 2002).

Geçtiğimiz 20 yıl içinde ozon tabakasını delme potansiyeli (ODP) yüksek gazların kullanımı kademeli olarak azaltılmıştır. Gelecek yıllarda ise ozon tabakasına zarar vermemesine rağmen, küresel ısınma potansiyelleri (GWP) yüksek olan, birçok gazın da kullanımının kısıtlanması beklenmektedir. Bu durumda, ısı pompası gibi, çok büyük miktarlarda soğutucu akışkan içeren sistemlere alternatif bir akışkan bulunması gerekmektedir (Özgür ve Bayrakçı, 2010; Onat vd, 2007). Uluslararası Montreal Protokolü ile klor ve brom içeren soğutucu akışkanlar da dahil olmak üzere ozon tabakasına etki eden bileşenlerin üretimi kontrol altına alınmıştır. CFC tipi (R11, R12, R113 ve R114 gibi) soğutucu akışkanların üretimi 1996 tarihinde tamamen durdurulmuştur. HCFC (hidrokloroflorokarbon) tipi soğutucu akışkanlardan R22 üretimi 1996 tarihli üretim seviyesinde sabit tutulmuştur. Bu akışkanın üretiminin 2020 tarihinde %0.5 seviyelerine indirilmesi ve 2030 tarihinde de tamamen durdurulması öngörülmüştür (Çomaklı vd, 2007; Onat vd, 2007).

Literatürde ısı pompasıyla ilgili yapılan çalışmalara bakıldığında ısı pompası üzerine yapılmış farklı çalışmalar mevcuttur. Koyun vd. (2011), Antalya ili için bir otelde sıcak su ihtiyacının sudan suya ısı pompasının kullanımıyla sağlanmasını incelemiştir. Isı pompasının kışın çalıştığı kabul edilerek tüm veriler buna göre alınmıştır. Sistem için önce ekserji hesapları yapılmış ardından sistemdeki her bir ünitenin ekserji kayıpları ayrı ayrı hesaplamışlardır. Hesaplara göre en fazla ekserji kaybı kondanser ve genişleme valfinde görülmüştür.

İnallı vd. Ulusal İklimlendirme Kongresi ve Fuarı-İklim 2011 (2007), toprak ısı değiştiricisi derinliğinin sistem performansı üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemiştir. Isıtma mevsimi boyunca yapılan deneylerde, düşey tip tekli U-borulu toprak ısı değiştiricili sistemin ısıtma etkinlik katsayısı değerleri 30, 60 ve 90 m derinlikleri için sırasıyla 1.93, 2.37 ve 3.03 olarak hesaplamışlardır.

Çomaklı vd. (2007), Erzurum ili için, zeotropik gaz karışımları kullanılan ısı pompalarında enerji ve ekserji verimlerinin araştırılmasıyla ilgili projede, soğutucu akışkanlarla ilgili araştırma yapmışlardır. Kullanılması sınırlandırılmış R22 soğutucu akışkanı yerine alternatif olan akışkanların (R134A, R407C, R404A) kullanımının araştırıp ısı pompası sistemlerindeki performanslarını modellemiştir.

Başkal (2011), dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası kullanılarak elde edilen enerjinin duvardan ısıtma ve soğutma sistemindeki etkinliği incelemiştir. R410A akışkanı kullanılan ısı pompası cihazı ısıtma konumunda çalışırken ısıtma etkinlik katsayısı (COP) değerini 3.88 bulmuştur. Cihazı soğutma konumunda çalışırken soğutma etkinlik katsayısı değerini 5.15 bulmuştur.

Özgür ve Bayrakçı (2010), CO<sub>2</sub> kullanan ısı pompası sistemini teorik olarak modellemiştir. Isı pompası sisteminin ekserji verimini tespit etmişler ve gaz soğutucudan çıkan CO<sub>2</sub>'in sıcaklığının sistemin ekserji verimine olan etkisi araştırılmıştır.

Coşkun (2004), yapmış olduğu çalışmada farklı soğutucu akışkanlar için hava-su kaynaklı mekanik buhar sıkıştırma ısı pompası sisteminin performans özelliklerini incelemiştir. Çalışmada farklı soğutucu akışkanlar için sistemin değişen özelliklerine karşılık performansını incelemiştir.

Günümüzde ısı pompalarında sıklıkla kullanılan R22 soğutucu akışkanına alternatif olarak, HFC (hidroflorokarbon) tipi soğutucu akışkanlardan R404A, R407C, R410A ve R417A ve HC (hidrokarbon) tipi soğutucu akışkanlardan R290 ve R1270 gibi soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Daha önce yapılan çalışmalarda alternatif akışkanların bazıları karşılaştırılmış, fakat alternatif olabilecek bir diğer akışkan olan R600 akışkanının karşılaştırılması yapılmamıştır. Bu çalışmada, toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin farklı evaporatör ve kondanser sıcaklıkları için R22 ve alternatifleri olan R404A, R410A, R407C, R134A ve R600 gibi soğutucu akışkanlar karşılaştırılarak termodinamik açıdan incelenmiştir. Seçilen alternatif akışkanlar için sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri yapılarak verim değerleri karşılaştırma olarak verilmiştir.

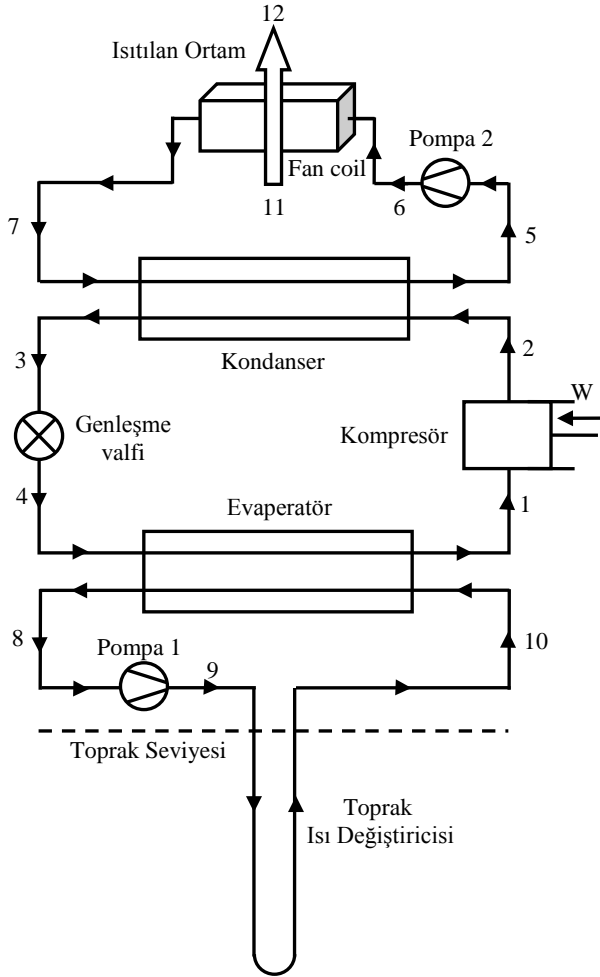
## TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI

Toprak kaynaklı ısı pompasının kullanıldığı sistemlerin amacı, topraktaki düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısı çekerek ev gibi yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı aktarmaktır. Bu çalışmada incelenen toprak kaynaklı ısı pompasının şematik gösterimi Şekil 1'de verilmiştir. Sistem basit bir buhar sıkıştırma mekanik ısı pompası olup, evaporatörün çekmesi gereken ısı toprak altına döşenen borular vasıtasıyla topraktan sağlanmaktadır. Ayrıca kondanser tarafından iç ortama aktarılan ısı, fan-coil ile ısıtılacak ortama aktarılmaktadır. Toprak tarafında kullanılan akışkan, % 30'luk etilen glikol-su karışımı, fan-coilde kullanılan akışkan sudur.

Analizi yapılan sistem için yapılan hesaplamalarda aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır:

- Kompresördeki sıkıştırma adyabatik olarak gerçekleşmektedir.
- Isı pompası sisteminde dolaşan soğutucu akışkan debisi sabittir.
- Evaporatörde toprak kaynağından çekilen ısının tamamı kondanserden soğutma suyuna atılmaktadır.
- Dış ortamdan evaporatöre ve kondansere ısı transferi yoktur.
- Kompresör ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Oda sıcaklığı 22 °C'dir.
- Aşırı soğutma sıcaklığı 3 °C'dir.
- Aşırı kızdırma sıcaklığı 3°C'dir.

- Kondanserden çıkan soğutma suyu sıcaklığı 45°C'dir.
- Toprak sıcaklığı 10°C'dir.
- Fan-coile havanın giriş sıcaklığı 18°C'dir.



Şekil 1. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin şematik gösterimi

## TERMODİNAMİK ANALİZ

Kütlenin korunumu ilkesi bir hal değişimi boyunca sistemde olan net kütle geçişinin, aynı hal değişiminde sistemde meydana gelen toplam kütle değişimine eşit olduğunu ifade eder. Genel kütle dengesi aşağıda verilmiştir (Çengel ve Boles, 2007).

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} \quad (1)$$

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu ilkesinin bir ifadesidir. Herhangi bir hal değişimine uğrayan bir sistemin genel enerji dengesi (Çengel ve Boles, 2007; Hepbaşlı ve Kalıncı, 2009);

$$\dot{Q} + \sum (\dot{m}h)_{giren} = \dot{W} + \sum (\dot{m}h)_{çıkan} \quad (2)$$

Sistemin ekserji analizi için kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjiler ihmal edilerek aşağıdaki ifade kullanılır (Bejan, 1997; 2002):

$$\dot{E}x_Q - \dot{E}x_W = \sum (\dot{m}\epsilon)_{çıkan} - \sum (\dot{m}\epsilon)_{giren} + T_0 \dot{S}_{üretim} \quad (3)$$

Burada;

$$\dot{E}x_{yokolan} = T_0 \dot{S}_{üretim} \quad (4)$$

şekindedir. Denklem (3)'te  $\dot{E}x_Q$ , ısının ekserjisi,  $\dot{E}x_W$ , işin ekserjisi ve  $\epsilon$  ise termomekanik ekserji olarak da ifade edilen akış ekserjisidir. Bu ifadeler, aşağıdaki denklemlerde verilmiştir (Çengel ve Boles, 2007; Akpınar ve Hepbaşlı 2007).

$$\dot{E}x_Q = \dot{Q} \left( \frac{T-T_0}{T} \right) \quad (5)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (6)$$

$$\epsilon = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7)$$

Burada 0 indisi referans şartları ifade etmektedir. Isı pompasının verimi, etkinlik katsayısı ile ifade edilir:

$$COP = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{W}_C} \quad (8)$$

Isı pompası için ekserji verimi Denklem (9) ile hesaplanır (Çengel ve Boles, 2007; Dincer ve Rosen, 2007).

$$\eta_{II} = \frac{\text{Geri kazanılan ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad (9)$$

Yukarıda denklemler, incelenen toprak kaynaklı ısı pompası sistemine uygulanmış ve her bir sistem elemanı için kütle, enerji, ekserji ve entropi denge denklemleri çıkartılmıştır (Tablo 1). Ayrıca Tablo 1'de tüm sistem elemanlarının her birisi için ekserji verimi denklemleri de verilmiştir.

## SONUÇLAR

Toprak kaynaklı ısı pompasının farklı akışkanlar için performans analizi R22, R404A, R410A, R407C, R134A ve R600 soğutucu akışkanları için yapılmıştır. Isı pompası sisteminde evaporatör sıcaklığı 1 °C, kondanser sıcaklığı 57 °C, ısıtma kapasitesi 5 kW, kompresör izentropik verimi % 80, kompresör elektrik verimi % 80 ve kompresör mekanik verimi % 75 olarak kabul edilmiştir. Toprak ısı değiştiricisinde daha önce belirtildiği gibi % 30'luk etilen glikol-su karışımı kullanılmıştır. % 30'luk etilen glikol-su karışımı için entalpi ve entropi değerleri için aşağıdaki formüller türetilerek hesaplamalarda kullanılmıştır. Formüllerdeki katsayılar ise Tablo 2'de verilmiştir.

$$h = a_1 T^6 + a_2 T^5 + a_3 T^4 + a_4 T^3 + a_5 T^2 + a_6 T + a_7 \quad (10)$$

$$s = b_1 T^6 + b_2 T^5 + b_3 T^4 + b_4 T^3 + b_5 T^2 + b_6 T + b_7 \quad (11)$$

Tablo 2. % 30'luk etilen glikol-su karışımının entalpi ve entropi formülleri için katsayılar

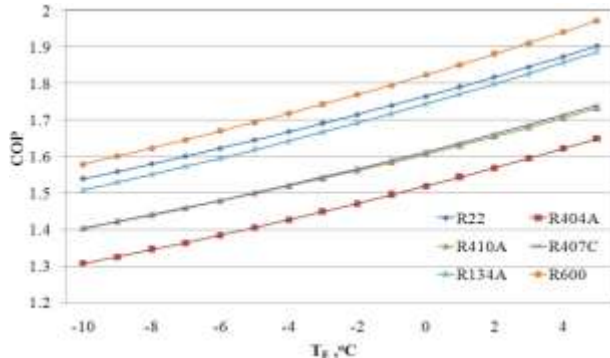
n	a <sub>n</sub>	b <sub>n</sub>
1	-3.155825257 × 10 <sup>-13</sup>	7.951937694 × 10 <sup>-17</sup>
2	8.411284493 × 10 <sup>-11</sup>	3.060355231 × 10 <sup>-13</sup>
3	-1.23751435 × 10 <sup>-8</sup>	-1.430520052 × 10 <sup>-10</sup>
4	-5.69992362 × 10 <sup>-7</sup>	4.428540244 × 10 <sup>-8</sup>
5	1.530229428 × 10 <sup>-3</sup>	-1.896347287 × 10 <sup>-5</sup>
6	3.658014478	1.339319262 × 10 <sup>-2</sup>
7	53.10948704	0.1994438023

**Tablo 1.** Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin denge eşitlikleri

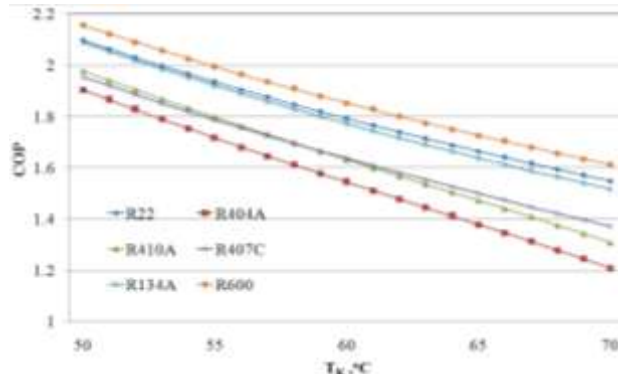
Sistem Elemanları	Kütle Denge Eşitlikleri	Enerji Denge Eşitlikleri	Ekserji denge denklemleri	Entropi denge denklemleri	Ekserji Verimleri
Kompresör	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$	$\dot{W}_C = \dot{m}_r(h_2 - h_1)/\eta_C$	$\dot{E}X_1 + \dot{W}_C = \dot{E}X_2 + \dot{E}X_{yokolan,C}$ $\dot{E}X_{yokolan,C} = \dot{m}_r(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) + \dot{W}_C$	$\dot{S}_1 + \dot{W}_C + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_2$ $\dot{E}X_{yokolan,C} = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1)$	$\eta_{II,C} = \frac{\dot{E}X_2 - \dot{E}X_1}{\dot{W}_{C,elec}}$
Kondanser	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = \dot{m}_k$	$\dot{Q}_K = \dot{m}_r(h_2 - h_3)$ $\dot{Q}_K = \dot{m}_r(h_5 - h_7)$ $\dot{Q}_K = \dot{m}_k c_{p,su}(T_5 - T_7)$	$\dot{E}X_2 + \dot{E}X_7 = \dot{E}X_3 + \dot{E}X_5 + \dot{E}X_{yokolan,K}$ $\dot{E}X_{yokolan,K} = \dot{m}_r(\varepsilon_2 - \varepsilon_3) + \dot{m}_k(\varepsilon_7 - \varepsilon_5)$	$\dot{S}_2 + \dot{S}_7 + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_3 + \dot{S}_5$ $\dot{E}X_{yokolan,K} = T_0 [\dot{m}_r(s_3 - s_2) - \dot{m}_k(s_5 - s_7)]$	$\eta_{II,K} = \frac{\dot{E}X_5 - \dot{E}X_7}{\dot{E}X_2 - \dot{E}X_3}$
Genleşme valfi	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r$	$h_3 = h_4$	$\dot{E}X_3 = \dot{E}X_4 + \dot{E}X_{yokolan,GV}$ $\dot{E}X_{yokolan,GV} = \dot{m}_r(\varepsilon_3 - \varepsilon_4)$	$\dot{S}_3 + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_4$ $\dot{E}X_{yokolan,GV} = \dot{m}_r T_0 (s_4 - s_3)$	$\eta_{II,GV} = \frac{\dot{E}X_4}{\dot{E}X_3}$
Evaporatör	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_8 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_k$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$ $\dot{Q}_E = \dot{m}_e(h_{10} - h_8)$ $\dot{Q}_E = \dot{m}_e c_{p,EG}(T_{10} - T_8)$	$\dot{E}X_4 + \dot{E}X_{10} = \dot{E}X_1 + \dot{E}X_8 + \dot{E}X_{yokolan,E}$ $\dot{E}X_{yokolan,E} = \dot{m}_r(\varepsilon_4 - \varepsilon_1) + \dot{m}_e(\varepsilon_{10} - \varepsilon_8)$	$\dot{S}_4 + \dot{S}_{10} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_1 + \dot{S}_8$ $\dot{E}X_{yokolan,E} = T_0 [\dot{m}_r(s_1 - s_4) - \dot{m}_e(s_8 - s_{10})]$	$\eta_{II,E} = \frac{\dot{E}X_8 - \dot{E}X_{10}}{\dot{E}X_4 - \dot{E}X_1}$
Toprak ısı değiştiricisi	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_e$	$\dot{Q}_{\text{Toprak}} = \dot{m}_e(h_{10} - h_9)$ $\dot{Q}_{\text{Toprak}} = \dot{m}_e c_{p,EG}(T_{10} - T_9)$	$\dot{E}X_9 + \dot{E}Q_{\text{toprak}} = \dot{E}X_{10} + \dot{E}X_{yokolan,TID}$ $\dot{E}X_{yokolan,TID} = \dot{m}_e(\varepsilon_9 - \varepsilon_{10}) + \dot{Q}_{\text{toprak}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{toprak}}}\right)$	$\dot{S}_9 + \frac{\dot{Q}_{\text{toprak}}}{T_{\text{toprak}}} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_{10}$ $\dot{E}X_{yokolan,TID} = T_0 \left[\dot{m}_e(s_{10} - s_9) + \frac{\dot{Q}_{\text{toprak}}}{T_{\text{toprak}}}\right]$	$\eta_{II,TID} = \frac{\dot{E}X_{10}}{\dot{E}X_9 + \dot{E}Q_{\text{toprak}}}$
Pompa 1	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_e$	$\dot{W}_{\text{pompa1}} = \dot{m}_e(h_9 - h_8)$ $\dot{W}_{\text{pompa1}} = \dot{m}_e c_{p,EG}(T_9 - T_8)$	$\dot{E}X_8 + \dot{W}_{\text{pompa1}} = \dot{E}X_9 + \dot{E}X_{yokolan,pompa,1}$ $\dot{E}X_{yokolan,pompa,1} = \dot{m}_e(\varepsilon_8 - \varepsilon_9) + \dot{W}_{\text{pompa1}}$	$\dot{S}_8 + \dot{W}_{\text{pompa1}} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_9$ $\dot{E}X_{yokolan,pompa,1} = \dot{m}_e T_0 (s_9 - s_8)$	$\eta_{II,pompa1} = \frac{\dot{E}X_9 - \dot{E}X_8}{\dot{W}_{\text{pompa1}}}$
Fan-coil	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_h$ $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_k$	$\dot{Q}_{FC} = \dot{m}_k(h_6 - h_7)$ $\dot{Q}_{FC} = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{12} - T_{11})$	$\dot{E}X_6 + \dot{E}X_{11} = \dot{E}X_7 + \dot{E}X_{12} + \dot{E}X_{yokolan,FC}$ $\dot{E}X_{yokolan,FC} = \dot{m}_k(\varepsilon_6 - \varepsilon_7) + \dot{m}_h(\varepsilon_{11} - \varepsilon_{12})$	$\dot{S}_6 + \dot{S}_{11} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_7 + \dot{S}_{12}$ $\dot{E}X_{yokolan,FC} = T_0 [\dot{m}_k(s_7 - s_6) - \dot{m}_h(s_{12} - s_{11})]$	$\eta_{II,FC} = \frac{\dot{E}X_{12} - \dot{E}X_{11}}{\dot{E}X_6 - \dot{E}X_7}$
Fan	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_h$	$\dot{W}_{\text{Fan}} = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{12} - T_{11})$	$\dot{E}X_{11} + \dot{W}_{\text{Fan}} = \dot{E}X_{12} + \dot{E}X_{yokolan,Fan}$ $\dot{E}X_{yokolan,Fan} = \dot{m}_h(\varepsilon_{11} - \varepsilon_{12}) + \dot{W}_{\text{Fan}}$	$\dot{S}_{11} + \dot{W}_{\text{Fan}} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_{12}$ $\dot{E}X_{yokolan,Fan} = \dot{m}_h T_0 (s_{12} - s_{11})$	$\eta_{II,Fan} = \frac{\dot{E}X_{12} - \dot{E}X_{11}}{\dot{W}_{\text{Fan}}}$
Pompa 2	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_k$	$\dot{W}_{\text{pompa2}} = \dot{m}_k(h_6 - h_5)$ $\dot{W}_{\text{pompa2}} = \dot{m}_k c_{p,su}(T_6 - T_5)$	$\dot{E}X_5 + \dot{W}_{\text{pompa2}} = \dot{E}X_6 + \dot{E}X_{yokolan,pompa,2}$ $\dot{E}X_{yokolan,pompa,2} = \dot{m}_k(\varepsilon_5 - \varepsilon_6) + \dot{W}_{\text{pompa2}}$	$\dot{S}_5 + \dot{W}_{\text{pompa2}} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_6$ $\dot{E}X_{yokolan,pompa,2} = \dot{m}_k T_0 (s_6 - s_5)$	$\eta_{II,pompa2} = \frac{\dot{E}X_6 - \dot{E}X_5}{\dot{W}_{\text{pompa2}}}$

Yapılan analizlerde EES (Engineering Equation Solver) programından faydalanılmıştır. Program, verilen çalışma şartlarındaki sistemin akışkan özelliklerini kendi veritabanından otomatik olarak okuyabilmektedir. Altı farklı akışkan için yapılan bu çalışmada, her bir akışkan için çalışma basınç ve sıcaklığa karşılık gelen, entalpi ve entropi değerleri EES programında elde edilmiş olup sistemin sıcaklık, basınç, entalpi, entropi, akışkan debisi ve ekserji değerleri Tablo 3 ve 4'te gösterilmiştir. Tablo 5'te ise Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin her bir elemanının farklı soğutucu akışkanlar için hesaplanan ekserji verimi, tersinmezliği ve sistemin COP değeri verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere, aynı şartlarda farklı akışkanların kullanılması halinde sistemin en iyi COP değeri R600 akışkanı kullanılması halinde elde edilmiştir. R600 akışkanını, sırasıyla R22 ve R134A akışkanı takip etmektedir. Ayrıca sistem elemanları incelendiğinde, tüm akışkanlar için en büyük tersinmezlik değeri kompresörde çıkmıştır. Toplam sistem tersinmezliği incelendiğinde ise, R404A akışkanı ile çalışan sistem tersinmezliği 3.011 kW ile çok kayba sahiptir. En az kayıp ise 2.470 kW ile R600 akışkanı kullanılan sistemde görülmektedir.

Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde, altı farklı akışkan için evaporatör sıcaklığına göre performans katsayısının (COP) değişimi Şekil 2 ve 3'te verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere en yüksek performans katsayısı değeri R600 ve en düşük ise R404A soğutucu akışkanı kullanıldığında ortaya çıkmaktadır. Ayrıca evaporatör sıcaklığı yükseldikçe COP değeri tüm akışkanlar için artmakta ve kondanser sıcaklığı ile de azalmaktadır.

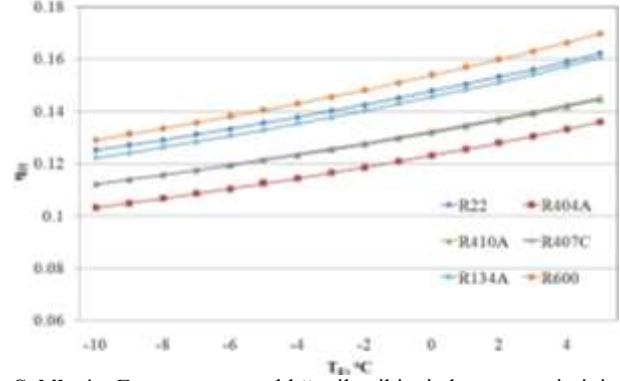


Şekil 2. Evaporatör sıcaklığı ile Performans Katsayısının (COP) değişimi (TK=60 °C)

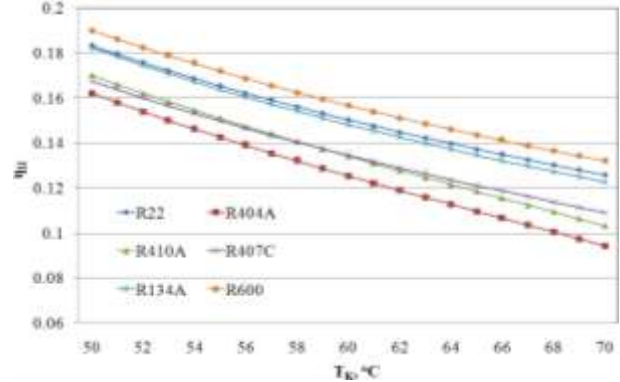


Şekil 3. Kondanser sıcaklığı ile Performans Katsayısının (COP) değişimi (TE=1 °C)

Evaporatör ve kondanser sıcaklıkları ile ikinci kanun veriminin değişimi de Şekil 4 ve 5'te verilmiştir. Şekil 4'te görüleceği üzere evaporatör sıcaklığının artmasıyla sistemin ikinci kanun verimi de artmaktadır. Şekil 5'te ise kondanser sıcaklığının artmasıyla ikinci kanun verimi azalmaktadır.

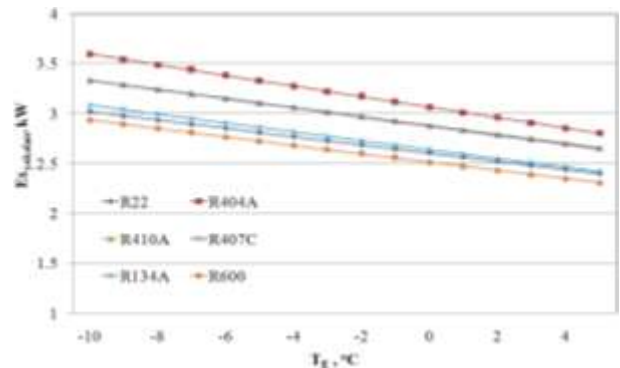


Şekil 4. Evaporatör sıcaklığı ile ikinci kanun veriminin değişimi (TK=60 °C)



Şekil 5. Kondanser sıcaklığı ile ikinci kanun veriminin değişimi (TE=1 °C)

Şekil 6 ve 7'te ise yine evaporatör ve kondanser sıcaklıklarının değişimi ile toplam tersinmezlik değerlerinin değişimi görülmektedir. Tersinmezlik diyagramından görüleceği üzere, R404A soğutucu akışkanıyla çalışan sistem en yüksek tersinmezliğe, R600 akışkanıyla çalışan sistem en düşük tersinmezliğe sahiptir. Analizi yapılan akışkanlar için evaporatör sıcaklığı arttıkça, toplam tersinmezlik miktarının azaldığı tespit edilmiştir (Şekil 6). Şekil 7'de ise kondanser sıcaklığının artmasıyla, toplam tersinmezlik miktarının arttığı görülmektedir.



Şekil 6. Evaporatör sıcaklığı ile toplam tersinmezliğin değişimi (TK=60 °C)

**Tablo 3.** R22, R404A ve R410A soğutucu akışkanları için sistemin termodinamik özellikleri

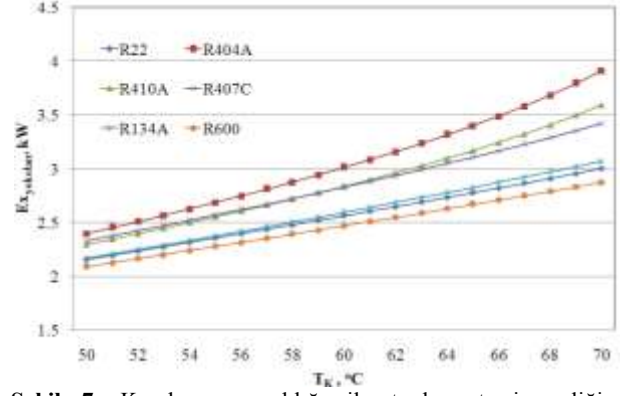
Referans noktası	P (kPa)			T (°C)			h (kJ/kg)			s (kJ/kg.K)			m (kg/s)			ε (kJ/kg)		
	R22	R404A	R410A	R22	R404A	R410A	R22	R404A	R410A	R22	R404A	R410A	R22	R404A	R410A	R22	R404A	R410A
1	514.5	623.4	821.7	4	4	4	407.6	221.7	285	1.757	0.825	1.059	0.027	0.043	0.028	42.27	41.35	63.99
2	2428	2872	3823	98.1	75.1	93.3	457.5	259.3	338.9	1.784	0.846	1.088	0.027	0.043	0.028	84.49	72.79	109.5
3	2428	2886	3830	57	57	57	273.2	143.5	161.6	1.237	0.500	0.564	0.027	0.043	0.028	55.11	55.05	80.73
4	514.5	634.1	824.2	1	1	1	273.2	143.5	161.6	1.267	0.538	0.608	0.027	0.043	0.028	46.67	44.36	68.12
5	101.3	101.3	101.3	45	45	45	188.5	188.5	188.5	0.639	0.639	0.639	0.18	0.18	0.18	8.37	8.37	8.365
6	101.3	101.3	101.3	45	45	45	188.5	188.5	188.5	0.639	0.639	0.639	0.18	0.18	0.18	8.37	8.37	8.37
7	101.3	101.3	101.3	38.3	38.4	38.4	160.7	160.7	160.7	0.550	0.550	0.550	0.18	0.18	0.18	5.57	5.57	5.57
8	101.3	101.3	101.3	6.2	6.2	6.2	75.8	75.85	75.85	0.282	0.282	0.282	0.5	0.5	0.5	0.09	0.09	0.09
9	101.3	101.3	101.3	6.2	6.2	6.2	75.9	75.88	75.88	0.282	0.282	0.282	0.5	0.5	0.5	0.09	0.09	0.09
10	101.3	101.3	101.3	8.1	8	8.1	83.1	82.6	82.81	0.308	0.306	0.307	0.5	0.5	0.5	0.02	0.02	0.02
11	101.3	101.3	101.3	18	18	18	291.4	291.4	291.4	6.836	6.836	6.836	0.441	0.441	0.441	0.11	0.11	0.11
12	101.3	101.3	101.3	29.2	29.3	29.3	302.7	302.7	302.7	6.875	6.875	6.875	0.441	0.441	0.441	0.63	0.63	0.63
0 - R		101.3			10		419.5	237.2	308.7	1.948	1.025	1.368	-	-	-	-	-	-
0 - su		101.3			10				42.1		0.151		-	-	-	-	-	-
0-hava		101.3			10				283.3		6.808		-	-	-	-	-	-
0-EG		101.3			10				89.8		0.332		-	-	-	-	-	-

**Tablo 4.** R407C, R134A ve R600 soğutucu akışkanları için sistemin termodinamik özellikleri

Referans noktası	P (kPa)			T (°C)			h (kJ/kg)			s (kJ/kg.K)			m (kg/s)			ε (kJ/kg)		
	R407C	R134A	R600	R407C	R134A	R600	R407C	R134A	R600	R407C	R134A	R600	R407C	R134A	R600	R407C	R134A	R600
1	471.4	303.8	107.3	4	4	4	269.5	253.7	590.9	1.023	0.941	2.426	0.028	0.030	0.015	40.32	24.21	2.349
2	2518	1683	639.3	89.49	76.07	64.54	322.8	299	678.9	1.053	0.967	2.479	0.028	0.030	0.015	85.13	62.02	75.44
3	2745	1683	639.3	57	57	57	147	134.5	340.5	0.524	0.474	1.463	0.028	0.030	0.015	59.13	36.94	24.6
4	585.2	303.8	107.3	1	1	1	147	134.5	340.5	0.551	0.506	1.513	0.028	0.030	0.015	51.26	28.1	10.58
5	101.3	101.3	101.3	45	45	45	188.5	188.5	188.5	0.639	0.639	0.639	0.18	0.18	0.18	8.365	8.365	8.365
6	101.3	101.3	101.3	45.01	45.01	45.01	188.5	188.5	188.5	0.639	0.639	0.639	0.18	0.18	0.18	8.37	8.37	8.37
7	101.3	101.3	101.3	38.36	38.36	38.36	160.7	160.7	160.7	0.550	0.550	0.550	0.18	0.18	0.18	5.571	5.571	5.571
8	101.3	101.3	101.3	6.2	6.2	6.2	75.85	75.85	75.85	0.282	0.282	0.282	0.5	0.5	0.5	0.095	0.095	0.095
9	101.3	101.3	101.3	6.21	6.21	6.21	75.9	75.9	75.9	0.282	0.282	0.282	0.5	0.5	0.5	0.095	0.095	0.095
10	101.3	101.3	101.3	8.096	8.172	8.212	82.8	83.1	83.3	0.307	0.308	0.308	0.5	0.5	0.5	0.024	0.022	0.021
11	101.3	101.3	101.3	18	18	18	291.4	291.4	291.4	6.836	6.836	6.836	0.441	0.441	0.441	0.112	0.112	0.112
12	101.3	101.3	101.3	29.27	29.27	29.27	302.7	302.7	302.7	6.875	6.875	6.875	0.441	0.441	0.441	0.632	0.632	0.632
0 - r		101.3			10		280.1	263.8	601.3	1.203	1.062	2.471	-	-	-	-	-	-
0 - su		101.3			10				42.09		0.151		-	-	-	-	-	-
0- hava		101.3			10				283.3		6.808		-	-	-	-	-	-
0-EG		101.3			10				89.84		0.3315		-	-	-	-	-	-

**Tablo 5.** Farklı soğutucu akışkanlar için her bir sistem elemanının ekserji verimi, tersinmezliği ve sistemin COP değeri ( $T_K = 57\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_E = 1\text{ }^\circ\text{C}$ )

Soğutucu akışkan	Sistem elemanı	Ekserji verimi	Tersinmezlik (kW)	COP
R22	Kompresör	0.507	1.113	1.791
	Genleşme valfi	0.847	0.229	
	Kondanser	0.631	0.294	
	Evaporatör	0.307	0.083	
	Pompa 1	0.001	0.250	
	Pompa 2	0.003	0.282	
	Fan-coil	0.456	0.274	
	TID	0.230	0.037	
	Toplam sistem	0.150	2.562	
R404A	Kompresör	0.502	1.349	1.543
	Genleşme valfi	0.806	0.462	
	Kondanser	0.656	0.264	
	Evaporatör	0.268	0.095	
	Pompa 1	0.001	0.250	
	Pompa 2	0.003	0.282	
	Fan-coil	0.456	0.274	
	TID	0.269	0.035	
	Toplam sistem	0.125	3.011	
R410A	Kompresör	0.506	1.250	1.631
	Genleşme valfi	0.844	0.356	
	Kondanser	0.621	0.307	
	Evaporatör	0.305	0.081	
	Pompa 1	0.001	0.250	
	Pompa 2	0.003	0.282	
	Fan-coil	0.456	0.274	
	TID	0.253	0.035	
	Toplam sistem	0.134	2.836	
R407C	Kompresör	0.505	1.249	1.636
	Genleşme valfi	0.867	0.224	
	Kondanser	0.680	0.237	
	Evaporatör	0.115	0.276	
	Pompa 1	0.001	0.250	
	Pompa 2	0.003	0.282	
	Fan-coil	0.456	0.274	
	TID	0.252	0.035	
	Toplam sistem	0.135	2.827	
R134A	Kompresör	0.502	1.142	1.771
	Genleşme valfi	0.761	0.269	
	Kondanser	0.660	0.259	
	Evaporatör	0.309	0.082	
	Pompa 1	0.001	0.250	
	Pompa 2	0.003	0.282	
	Fan-coil	0.456	0.274	
	TID	0.233	0.036	
	Toplam sistem	0.148	2.594	
R600	Kompresör	0.498	1.087	1.852
	Genleşme valfi	0.430	0.207	
	Kondanser	0.670	0.248	
	Evaporatör	0.305	0.085	
	Pompa 1	0.001	0.250	
	Pompa 2	0.003	0.282	
	Fan-coil	0.456	0.274	
	TID	0.223	0.037	
	Toplam sistem	0.157	2.470	



**Şekil 7.** Kondanser sıcaklığı ile toplam tersinmezliğin değişimi ( $T_E = 1\text{ }^\circ\text{C}$ )

Yapılan bu çalışmada, toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin farklı evaporatör ve kondanser sıcaklıklarına göre; ısıtma performans katsayısı, sistemin toplam tersinmezlik miktarı ve sistemin ekserji verimi değerleri R22, R404A, R410A, R407C, R134A ve R600 gibi soğutucu akışkanlar için ayrı ayrı hesaplanarak akışkan seçimine yeni bir yaklaşım sunulmaya çalışılmıştır. Bu akışkanların COP değerleri sırasıyla; 1.79, 1.54, 1.63, 1.64, 1.77 ve 1.81 olarak elde edilmiştir. Tablo ve grafiklerde de görüldüğü gibi R22 soğutucu akışkanına alternatif olarak, COP ve ikinci kanun verimi en yüksek olan R600 soğutucu akışkanının kullanılmasının daha verimli ve faydalı olacağı ortaya çıkmıştır. Ayrıca R134A soğutucu akışkan için elde edilen sonuçlar, R22 akışkanına yakın olduğu tespit edilmiştir. Bunun yanında evaporatör sıcaklığı arttıkça, COP ve ekserji veriminin arttığı ve buna bağlı olarak toplam tersinmezliğin azaldığı görülmüştür. Kondanser sıcaklığının artmasıyla ise COP ve ekserji veriminin azaldığı bunun yanında toplam tersinmezliğin arttığı tespit edilmiştir.

## KAYNAKLAR

- Akpınar, E.K., Hepbaşlı, A., 2007, A Comparative Study On Exergetic Assessment Of Two Ground Source (Geothermal) Heat Pump Systems For Residential Applications, *Building and Environment*, 42, 2004-2013.
- Arcaklıoğlu, E., Erişen, A., 2002, R12, R22, R502 Soğutucu Akışkanları ve Alternatif Karışımlarının Buhar Sıkıştırma Soğutma Sisteminde Ekserji Analizi, *Teknoloji*, 5(3-4), 55-64.
- Başkal, A., 2011, *Duvardan Isıtma ve Soğutmalı Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansının İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, 162s, İstanbul.
- Bejan, A., 1997, *Advanced Engineering Thermodynamics*, John Wiley and Sons, 896p, New York.
- Bejan, A., 2002, Fundamentals of Exergy Analysis, Entropy Generation Minimization, and The Generation of Flow Architecture, *International Journal of Energy Research*, 26, 545-565.

Coşkun, S., 2004, Sürekli Rejimde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Hava-Su Kaynaklı Mekanik Buhar Sıkıştırma Isı Pompasının Simülasyonu, *Uludağ Üni. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 9(1), 41-51.

Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2007, *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Güven Bilimsel Yayınevi (Beşinci Baskı), 946s, İzmir.

Çomaklı, K., Çomaklı, Ö., Yılmaz, M., Özyurt, Ö., Erdoğan, S., Şahin, B., Bakırcı, K., 2007, *Zeotropik Gaz Karışımları Kullanılan Isı Pompalarında Enerji ve Ekserji Verimlerinin Araştırılması*, TÜBİTAK Araştırma Projesi Sonuç Raporu, Proje No: 105M030, 161s, Erzurum.

Dincer, I., Rosen, M.A., 2007, *Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development*, Elsevier Science, 472p.

Hepbaşlı, A., Kalıncı Y., 2009, A Review of Heat Pump Water Heating Systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 1211–1229.

İnalı, M., Esen, H., Alli, H., 2007, *Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Çevresel ve Enerji Faydalarının Araştırılması*, TÜBİTAK Proje No: 106Y188, Elazığ.

Koyun T., Kılıç O., Gülgüzel A., 2011, Bir Otelin Sıcak Su İhtiyacının Sudan Suya Isı Pompasıyla Desteklenmesi ve Sistemin Termoeconomik Analizi, *İklim 2011-Ulusal İklimlendirme Kongresi ve Fuarı*, Antalya.

Onat, A., Bulgurcu, H., Mollahüseyinoğlu, Ö., 2007, Farklı Buharlaşma Sıcaklıklarına Göre R-22 ve Alternatifi Olan Soğutucu Akışkanların Karşılaştırılması. *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, 10(1), 77-84.

Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C., 2010, CO<sub>2</sub> Soğutucu Akışkanlı Isı Pompalarında Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığının Ekserji Verimine Etkisi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 30(1), 73-78.



**Recai ALKAN**, 1987 yılında Antalya’da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Antalya’da tamamladıktan sonra lisans öğrenimini Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Öğretmenliği bölümünde tamamlamıştır. 2011 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümünde yüksek lisans eğitimine başlamış ve halen eğitimine devam etmektedir.



**Ahmet KABUL**, 1975 yılında Isparta’da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Isparta’da tamamladıktan sonra yüksek öğrenimini Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Öğretmenliği bölümünde tamamlamıştır. 2001-2008 yılları arasında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmıştır. Yüksek lisans ve doktora eğitimini aynı üniversitede tamamladıktan sonra halen teknoloji Fakültesinde Öğretim Üyesi olarak görev yapmaktadır.



**Önder KIZILKAN**, 1978 yılında Isparta’da doğdu. Orta öğrenimini Ankara’da lisans eğitimini Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde tamamlamıştır. 2002 yılında, Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. Yüksek lisans ve doktora eğitimini aynı üniversitede tamamladıktan sonra halen teknoloji Fakültesinde Öğretim Üyesi olarak görev yapmaktadır.