

# TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASINDA İKİNCİ YASA VERİMİ

Sami TOKSÖZ  
Hakan Serhad SOYHAN  
Yalçın TOPAÇOĞLU  
İmdat TAYMAZ  
Ekrem BÜYÜKKAYA

## ÖZET

Dünya nüfusu ile paralel artış gösteren enerji tüketim miktarı, insanları yeni enerji kaynakları aramaya ve parolan enerji kaynaklarını verimli kullanmaya zorlamaktadır. İhtiyaç duyulan enerjinin büyük bir kısmının ithal olarak elde edildiği ülkemizde, enerjinin tasarruflu kullanılması büyük önem taşımaktadır. Enerji sarfiyatının büyük bir kısmı ısıtma sistemlerinde kullanılmaktadır. Isı pompası, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Bilindiği üzere enerji vardan yok, yoktan var edilemez; sadece ya biçim değiştirir ya da bir yerden bir yere taşınır. Isı pompası da adını, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama "pompalama" veya "taşımaya" kabiliyetinden alır. Bu çalışmada ısı pompasının çalışma prensibi ve toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemine kış durumu için ekserji analizi uygulanarak ekserji kayıpları belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Toprak kaynaklı ısı pompası, Ekserji analizi.

## ABSTRACT

Energy consumption of the world which is simultaneously growing with the world's population urge humans to find new energy sources and to efficiently use existent ones. In our country, in which majority of needed energy is imported, it has a big importance to providently use energy. Most of energy is consumed for heating. So that, the main properties which are required on heating system are comfort and low energy consumption. Heat pump is a device that transports energy from somewhere to another and it's a system that energized by electricity. As it is known, energy can't be created from nothing or can't be annihilated, its form just could be changed or could be translated. Heatpump got its name from its function – carrying and pumping heat from place to place. In this study, working principle of the heating pump and an exergy analysis applied ground sourced heat pump system's energy wasting will be examined.

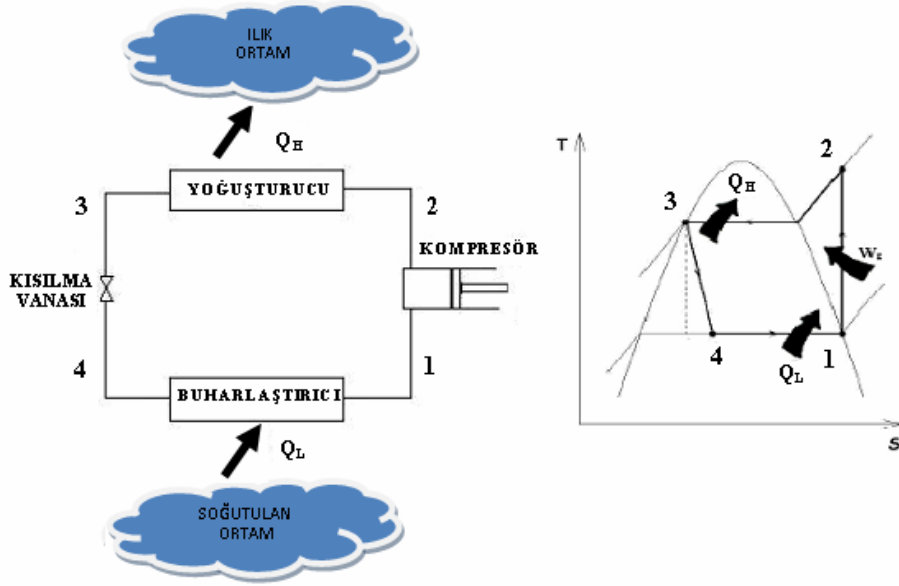
**Key Words:** Ground source heat pump, Exergy analysis.

## 1. GİRİŞ

Isı geçişinin her zaman sıcaklığın azaldığı yönde olduğu bilinen bir gerçektir; yani ısı geçişi, yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama olur. Bu doğal bir olgudur ve kendiliğinden gerçekleşir. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi (soğutma) ancak soğutma makinelerinin kullanımı ile olanaklıdır. Soğutma makineleri bir çevrim esasına göre çalışır ve soğutma çevriminde kullanılan akışkana "soğutucu akışkan" adı verilir. En yaygın kullanılan soğutma çevrimi buhar sıkıştırımalı soğutma çevrimidir ve Şekil 1.'deki dört elemanla çevrim gerçekleşir.

Soğutucu akışkan kompresöre buhar olarak girer ve burada yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Kompresör çıkışında kızgın buhar halinde olan akışkan çevre ortama ısı vererek soğur ve yoğuşur. Akışkan yoğuşturucudan sonra kılcal borulara girer ve kılcal borularla ortamdan ısı alarak buharlaşır. Soğutucu akışkan daha sonra buharlaştırıcıda soğutulan ortamdaki ısı alarak buharlaşır.

Çevrim, buharlaştırıcıdan akışkanın kompresöre girmesiyle tamamlanır. Yukarıdaki şekilde bir soğutma makinesinin genel çizimi gösterilmiştir. Burada  $Q_L$ ,  $T_L$  sıcaklığındaki soğutulan ortamdaki ısıyı göstermektedir.  $Q_H$  ise  $T_H$  sıcaklığındaki ılık ortama verilen ısıyı simgelemektedir.  $W_{net,giren}$  soğutma makinesine girilen net işdir. Bir soğutma makinesinin verimi "etkinlik katsayısı" ile ifade edilir ve  $COP_{SM}$  ile gösterilir. Soğutma makinesinin amacı soğutulan ortamdaki ısı ( $Q_L$ ) çekmektir. Bu amacı gerçekleştirmek için iş ( $W_{net,giren}$ ) yapılması gerekir. Bu durumda soğutma makinesinin etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir.



Şekil 1. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı

$$COP_{SM} = \frac{\text{elde edilmek istenen enerji}}{\text{harcanan enerji}} = \frac{Q_L}{W_{net\ giren}} = \frac{m_R(h_1 - h_4)}{m_R(h_2 - h_1)} \quad (1)$$

Bu çevrim için enerjinin korunumu ilkesi

$$W_{net\ giren} = Q_H - Q_L \quad (2)$$

olduğundan, soğutma makinesinin etkinlik katsayısı,

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad (3)$$

şeklinde de yazılabilir.  $COP_{SM}$  değeri birden büyük olabilir. Başka bir deyişle soğutulan ortamdaki ısı çekilen ısı bunu sağlamak için yapılması gereken işten büyük olabilir [1].

## 2. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI TERMODİNAMİK ANALİZİ

### 2.1. Teorik Uygulama ve Analiz

Bu çalışmada, Sakarya'da toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi tasarlanmış ve sistemi oluşturan ana elemanlar olan kompresör, evaporatör, kısılma vanası ve kondensere ayrı ayrı termodinamik analizi, boyutlandırılması ve ekserji analizi uygulanmıştır. Isı pompasının kullanıldığı mahaldeki ısı kaybı, projelendirilmiştir. Sakarya için kış mevsiminde dış ortam sıcaklığı 3°C olarak kabul edilmiştir. Kış mevsimi için Sakarya'daki toprak sıcaklığı 10°C olarak kabul edilmiştir. Yaz mevsimi için toprak sıcaklığı 20°C ve dış hava sıcaklığı 33°C kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır. Isı pompasında soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılmıştır. Toprak altı tesisatta ısı taşıyıcı akışkan sudur.

### 2.2. Isı Kaybı Hesabı

Gerekli olan ısı yükü, kışın ısı kaybı ve yazında ısı kazancı olarak hesaplanmıştır. Isıtma dönemi süresince buharlaştırıcı olarak kullanılan ısı değiştirici soğutma döneminde yoğuşturucu, ısıtma döneminde yoğuşturucu olarak kullanılan ısı değiştirici ise soğutma döneminde buharlaştırıcı olarak kullanılmıştır. Isı kaybı hesapları mahallere göre yapılmış ve sonuç olarak konutun toplam ısı kaybı; 16,05 kW olarak bulunmuştur.

### 2.3. Isı Pompası Elemanlarının Kapasitelerinin Belirlenmesi

Konutun yazın soğutulması ve kışın ısıtılması fan-coil ile sağlanacaktır. Isıtma şartlarında fan-coil'e suyun giriş ve çıkış şartları 50/40 °C, soğutma şartlarında ise 7/12 °C dir. 0 °C de evaporasyon 7 °C sıcaklıkta su elde edilmesi için yeterlidir. Ancak 0 °C suyun donma notası olduğundan, ısı değiştirici içerisindeki suyun donma olasılığına karşı suya antifriz olarak yaklaşık %20 glikol karıştırılması gerekir. Toprak ısı değiştiricisine bağlı ısı değiştiricinin içersinden de %20 glikollü su geçirilmelidir. 45 °C'de kondensasyon 50 °C'de su elde edilmesine yeterli olur.

Bina ısı yüklerinin hesaplanmasından sonra sistemde kullanılan soğutucu akışkana göre kompresörün, buharlaştırıcının (evaporatör), yoğuşturucunun (kondenser) kapasiteleri hesaplanır. Sistemin tasarım şartları ısıtma dönemi için aşağıdaki gibi tespit edilmiştir.

Isıtma Dönemi :

İstenen iç ortam sıcaklığı : 21 °C ( Mahale göre değişebilir )

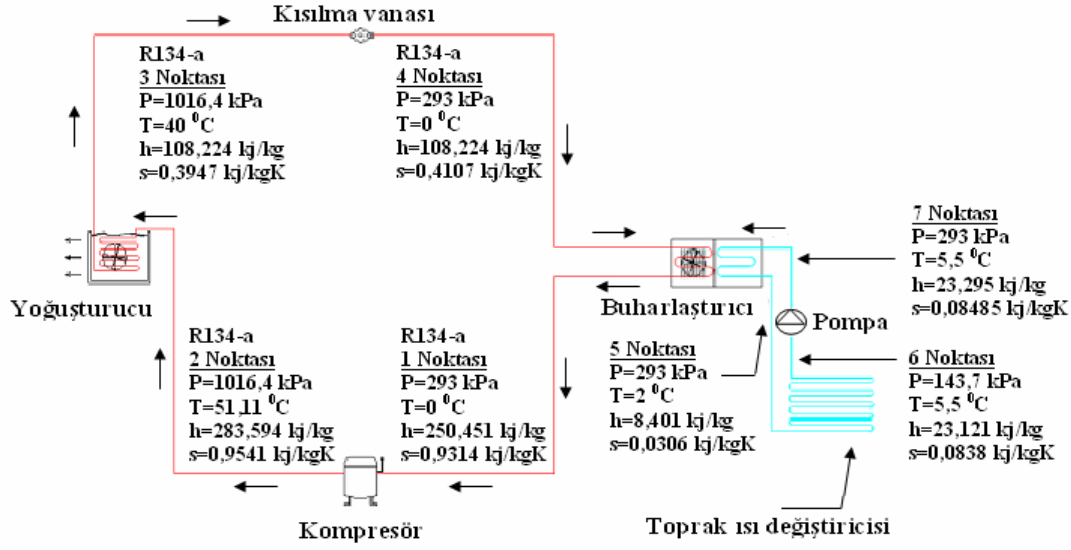
Gerekli ısıtma yükü : 16,05 kW

Sistemin kurulması için bu veriler gözetilerek;

- ✓ Kompresörün gücü ve çalışma şartları belirlenmeli
- ✓ Sistemde dolaşması gereken soğutucu akışkan miktarı tespit edilmeli
- ✓ Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasiteleri ve çalışma şartları belirlenmesidir.

Şekil 2.'de toprak kaynaklı ısı pompası için ısıtma diyagramı verilmiştir.

## KIŞ DURUMU



Şekil 2. Toprak kaynaklı ısı pompası için ısıtma diyagramı

Çalışmada ısı pompası kapasite hesapları ve ekserji analizleri içeriğindeki tüm hesaplamalar EES programında yapılmıştır. EES, (Engineering Equation Solver) doğrusal ya da doğrusal olmayan cebirsel veya diferansiyel denklemleri sayısal yöntemlerle çözen bir bilgisayar programıdır. Bu yazılımda matematiksel fonksiyonların yanı sıra termodinamik özellik fonksiyonları da yüklü olup kullanıcının ilave özellik verileri girmesine olanak sağlamaktadır. Bazı yazılımların aksine, EES mühendislik problemlerini çözmez, sadece kullanıcının verdiği denklemleri çözer. Dolayısıyla kullanıcı problemi anlamalı ve uygun fizik yasaları ve bağıntılarını uygulayarak modellemelidir [2].

Sistemde soğutucu akışkan R134a kullanılmıştır. Soğutucu akışkana ait özellikler EES programından alınarak R134a Ln-P-h diyagramı ve termodinamik özellik tablolarından kontrol edilmiştir.

1.Noktası:	2.Noktası:	3.Noktası:	4.Noktası:
T <sub>1</sub> =0 °C	T <sub>2</sub> =51,11 °C	T <sub>3</sub> =40 °C	T <sub>4</sub> =0 °C
P <sub>1</sub> =293 kPa	P <sub>2</sub> =1016,4 kPa	P <sub>3</sub> =1016,4 kPa	P <sub>4</sub> =293 kPa
h <sub>1</sub> =250,451 kJ/kg	h <sub>2</sub> =283,594 kJ/kg	h <sub>3</sub> =108,224 kJ/kg	h <sub>4</sub> =108,224 kJ/kg
s <sub>1</sub> =0,9314 kJ/kg.K	s <sub>2</sub> =0,9541 kJ/kg.K	s <sub>3</sub> =0,3947 kJ/kg.K	s <sub>4</sub> =0,4107 kJ/kg.K

### Kış Durumu (Isıtma Mevsimi)

<p>1. Devrede dolaşması gereken soğutucu akışkan miktarı:</p> $q_0 = h_3 - h_2$ <p><math>q_0</math> = Yoğuşturucuda soğutucu akışkanın birim kütle başına verdiği ısı miktarı (kJ/kg)</p> $q_0 = 108,224 - 283,594 = -175,37 \text{ kJ/kg}$ $Q_y = -16,05 \text{ kW (Gerekli ısıtma yükü)}$ $Q_y = m_{ak} \cdot q_0$ $m_{ak} = 0,09152 \text{ kg/s}$	<p>2. Kompresör kapasitesi</p> $W_t = m_{ak} \cdot (h_2 - h_1) \quad \text{Kompresör teorik gücü}$ $W_t = 3,033 \text{ kW}$ $W_m = \text{Kompresör tahrik motor gücü}$ $W_m = \frac{W_t}{\eta_e \cdot \eta_m}$ $\eta_m = 0,85 \quad \text{Mekanik verim}$ $\eta_e = 0,85 \quad \text{Elektriksel verim}$ $W_m = 3,033 / (0,85 \cdot 0,85)$ $W_m = 4,198 \text{ kW bulunur.}$
--	--

3. Buharlaştırıcı (Evaporatör) Kapasitesi:

$$Q_b = m_{ak}(h_1 - h_4)$$
$$Q_b = 0,09152 \cdot (250,451 - 108,224)$$
$$= 13,02 \text{ kW}$$

4. Yoğuşturucu (Kondanser) Kapasitesi:

$$Q_y = m_{ak}(h_2 - h_3)$$
$$Q_y = 0,09152 \cdot (283,594 - 108,224)$$
$$= 16,05 \text{ kW}$$

Toprak kaynaklı ısı pompası kapasiteleri Tablo 2.1'de verilmiştir.

**Tablo 1.** Isı pompası kış durumu kapasiteleri

Açıklama	Birim	Kış Mevsimi
Devrede Dolaşan Akışkan Miktarı	kg/s	0,09152
Kompresör Kapasitesi	kW	4,198
Buharlaştırıcı Kapasitesi	kW	13,02
Yoğuşturucu Kapasitesi	kW	16,05

## 2.4. Tersinir İş ve Tersinmezlik

Her gerçek işlemde tersinmezliğe sebep olan faktörler bulunur ve bundan dolayı da entropi artışı görülür. Tersinir işi elde edebilmek için, gerçek hal değişimine benzeyen, fakat bütün işlemlerin tersinir olduğu ideal bir hal değişimi göz önüne alınır.

Tersinmezlik (irreversibility), tersinir iş ile gerçek işlemdeki işin farkıdır.

$$dI = \delta W_{tr} - \delta W = T_0 \left( dS - \frac{\delta Q}{T_k} \right) = T_0 dS_{net} \quad (4)$$

Tersinmezlik, bütün işlemlerdeki net entropi değişiminin çevre sıcaklığı ile çarpımına eşit olmaktadır. Net entropi değişimi daima pozitif (veya tersinir işlemler için sıfır) olduğuna göre tersinmezlik de daima pozitifdir.

Açık sistem için tersinmezlik;

$$I = W_{tr} - W_A = T_0 \left[ \frac{d}{dt} \int_V \rho s dV + \int_A \rho s (Vn) dA - \frac{Q_A}{T_K} \right] = T_0 \left( \frac{dS}{dt} \right) \quad (5)$$

## 2.5. Maksimum Faydalı (Tersinir) İş – Kullanılabilir Enerji (Ekserji)

Sistemin çevresi ile dengeli bulunduğu (basıncın  $P_0$  çevre basıncı, sıcaklığın  $T_0$  çevre sıcaklığı, kinetik enerjisinin sıfır ve potansiyel enerjisinin minimum olduğu ve sistemin çevrenin konsantrasyonunda veya bir referans konsantrasyonunda bulunduğu) ve hiç iş elde edilemeyecek hale ölü hal denir.

Sistem, verilen bir halden ölü hale gelinceye kadar bütün işlemlerin tersinir bir şekilde gerçekleştirildiği ve ısı alışverişinin yalnız çevre ile (bir tersinir ısı makinesi vasıtasıyla) olduğu bir hal değişiminde sistemden alınan maksimum faydalı (tersinir) işe sistemin kullanılabilir enerjisi denir [3].

$$W_{tr} = q_A \left( 1 - \frac{T_0}{T_k} \right) + (h_g - T_0 s_g) - (h_f - T_0 s_f) + \frac{V_g^2 - V_f^2}{2} + (g(z_g - z_f)) \quad (6)$$

denkleminde  $T_k = T_0$ , ilk hal indissiz olarak ve son hal de '0' indisi ile (ölü halde) alınarak sistemin kullanılabilir enerjisi (ekserjisi);

$$X = U + P_0V - T_0S - G_0 + m \left[ \frac{V^2}{2} + g(z - z_0) \right] \quad (7)$$

şeklinde olur.

## 2.6. Kullanılabilir Enerji Denklemi

Kullanılabilir enerji denklemi açık sistem için;

$$\dot{W}_{fay} = \eta_c \dot{Q}_A + \sum \dot{m}_g X_{ag} - \sum \dot{m}_\varphi X_{a\varphi} - \dot{X}_{ky} \quad (8)$$

ve kapalı sistem için kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilerek;

$$W_{fay} = \eta_c Q_A + (m_1 k_1 - m_2 k_2) + \sum m_g k_{ag} - \sum m_\varphi k_{a\varphi} - X_{ky} \quad (9)$$

şeklinde yazılır [4].

## 2.7. İkinci Kanun Verimi

İkinci kanun analizi ile, kullanılabilir enerji kavramından yararlanarak işlemin ne derece iyi ve mükemmelere yakın olduğu incelenebilir. Kayıp kullanılabilir enerji tersinmezliğin bir ölçüsüdür ve işlemlerdeki tersinmezlikler arttıkça artar. İkinci yasa verimini tanımlamaktaki amaç, tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirtmektir. Bu bakımdan ikinci yasa veriminin değeri en kötü durumda sıfır, en iyi durumda bir olacaktır. Buna göre ikinci kanun verimi (tesirlilik):

$$\varepsilon = 1 - \frac{\text{Kayıp kullanılabilir enerji}}{\text{Başlangıçta mevcut kullanılabilir enerji}} \quad (10)$$

veya

$$\dot{\varepsilon} = 1 - \frac{\text{Kayıp kullanılabilir enerji}}{\text{Sarfedilen kullanılabilir enerji}} \quad (11)$$

şekillerinde tarif edilir [5].

EES Solution					
Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]					
A = 0.0005856	COP = 3.777	COP <sub>tr</sub> = 7.949	C <sub>psu</sub> = 4.198	ΔS <sub>netb</sub> = 0.0005143	ΔS <sub>netk</sub> = 0.0063
ΔS <sub>netkis</sub> = 0.001465	ΔS <sub>netp</sub> = 0.0003083	ΔS <sub>nety</sub> = 0.006928	d <sub>boru</sub> = 0.02731	ε = 0.4751	ε <sub>b</sub> = 0.9668
ε <sub>k</sub> = 0.7150	ε <sub>kis</sub> = 0.8914	ε <sub>p</sub> = 0.8906	ε <sub>y</sub> = 0.5702	η <sub>e</sub> = 0.85	η <sub>m</sub> = 0.85
η <sub>p</sub> = 0.85	f = 0.03246	F <sub>z</sub> = 1.7988	g = 9.81	G <sub>su</sub> = 9.81	H <sub>m</sub> = 15.20
I <sub>b</sub> = 0.1533	I <sub>k</sub> = 1.877	I <sub>kis</sub> = 0.4367	I <sub>p</sub> = 0.09192	I <sub>y</sub> = 2.0656	k <sub>1</sub> = 26.1409
k <sub>2</sub> = 52.5163	k <sub>3</sub> = 43.9182	k <sub>4</sub> = 39.15	k <sub>6</sub> = 2.694	k <sub>7</sub> = 2.555	k <sub>1</sub> = 1.2
L <sub>boru</sub> = 1003	μ = 0.00152	m <sub>ak</sub> = 0.09152	m <sub>su</sub> = 0.293	P <sub>kayp</sub> = 149.112	Q = -16.050000
Q <sub>12</sub> = -1.1650	Q <sub>b</sub> = 13.02 [kW]	Q <sub>kisilma</sub> = 0.0000 [kW]	Q <sub>y</sub> = -16.05	Q <sub>z1</sub> = 16.604	Q <sub>z2</sub> = 9.340
Re = 8981.908	ρ = 1000	T <sub>c</sub> = 5.5	T <sub>g</sub> = 2	T <sub>k</sub> = 276.15	T <sub>toprak</sub> = 10
V <sub>su</sub> = 0.5	W <sub>k</sub> = -4.1983	W <sub>p</sub> = -0.0514	w <sub>k</sub> = -45.8725	w <sub>p</sub> = -0.1754	X <sub>kyb</sub> = 0.1533
X <sub>kyk</sub> = 1.879	X <sub>kykis</sub> = 0.4367	X <sub>kyyp</sub> = 0.09192	X <sub>kyy</sub> = 2.0656		

Şekil 3. EES programında elde edilen sonuçlar

## 2.8. Toprak Isı Değiştiricisi Hesabı

Toprak ısı değiştiricisi gömme derinliği 1,5 m yatay olarak seçilmiştir. Bu derinlikteki minimum ve maksimum toprak sıcaklıkları T<sub>max</sub>= 21,71 °C ve T<sub>min</sub>=9,99 °C olarak alınmıştır. Kış durumunda toprak sıcaklığı 10 °C olarak kabul edilmiştir. Isı taşıyıcı akışkanın toprak ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı 2 °C çıkış sıcaklığı da 5,5 °C olarak kabul edilmiştir

Sabit yüzey sıcaklığı kabulüne ait teorik alt yapı Jaeger ve Carslaw'un çalışmalarından elde edilmiştir. Toprağın başlangıç sıcaklığından ΔT kadar düşük veya yüksek sıcaklıkta tutulan uzun bir boruda birim boyda transfer olan ısı miktarı Q ve ısı akısı w, zamana bağlı olarak aşağıdaki ifadelerle bulunur [6].

Sabit Yüzey Sıcaklığı Kabulüyle Toprak Isı Değiştiricisi Uzunluğu Hesabı

$Q = k_t \cdot \Delta T \cdot F(z)$ $w = \frac{k_t \cdot \Delta T \cdot F(z)}{2 \cdot \pi \cdot r}$ $Q_z = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z)$ $= 0,961519 \cdot k_t \cdot (T_{toprak} - T_{su}) \cdot F(z)$ $q = 3,15459 \cdot \frac{k_t \cdot \Delta T \cdot F(z)}{2 \cdot \pi \cdot r}$ $z = \frac{a_t}{r^2} \rightarrow F(z) = \frac{8}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{e^{-z\beta^2}}{j_0^2(\beta) + Y_0^2(\beta)} \cdot \frac{d\beta}{\beta}$	<p>Burada;</p> <p><math>a_t</math> :Toprağın ısı difüzivite katsayısı (fph)</p> <p><math>t</math> :Zaman (h)</p> <p><math>k_t</math> :Toprağın ısı iletkenlik değeri (fph)</p> <p><math>\Delta T</math> :Başlangıçtaki toprak sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı arasındaki fark (F)</p> <p><math>Q</math> :Birim boru boyu için transfer olan ısı miktarı [btu/(ft.h)]</p> <p><math>Q_z</math> :Birim boru boyu için transfer olan ısı miktarı (W/m)</p> <p><math>w</math> :Birim yüzey alanı için transfer olan ısı miktarı [btu/(ft<sup>2</sup>.h)]</p> <p><math>q</math> :Birim yüzey alanı için transfer olan ısı miktarı (W/m<sup>2</sup>)</p> <p><math>r</math> :Borunun yarıçapı (ft)</p> <p>olmaktadır.</p>
--	---

Sakarya için toprağın ısı difüzivite katsayısı ve ısı iletim katsayıları sırasıyla tablolardan yararlanarak  $a_t=0,0261$  fph ve  $k_t=1,2$  fph olarak bulunur. Hesaplar nemli toprak özelliklerine göre yapılmıştır.

Toprak ısı değiştiricisinde 1 inch'lik boru tercih edilmiştir. Borunun yarıçapı;  $r = (d/2) \cdot (1/12) = (1/2) \cdot (1/12) = 0,0417$  ft'dir. İntegrasyon sabiti hesaplanırken  $t = 24$  saat alınmıştır. Verilen değerler yerine konularak integrasyon sabiti  $z = a_t t / r^2 = (0,0261 \cdot 24) / 0,0417^2 = 366,38$  olarak bulunur.

İntegrasyon sabiti  $z = 366,38$  için  $F(z)$  integralinin değeri daha önceden hazırlana integrasyon çizelgesinden  $F(z)=1,7988$  bulunur.

Birim boy boruya transfer olan ısı miktarı

$$Q_z = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) = 0,961519 \cdot k_t \cdot (T_{toprak} - T_{su}) \cdot F(z) \text{ denkleminde yararlanarak}$$

$$Q_z = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) = 0,961519 \cdot 1,2 \cdot (8) \cdot 1,7988 = 16,604 \text{ W/m} \text{ olarak bulunur.}$$

Birim yüzey alanından transfer olan ısı miktarı ise;  $q = 3,15459 \cdot ((k_t \cdot \Delta T \cdot F(z)) / (2 \cdot \pi \cdot r))$  denkleminde verilerin girilmesi ile;

$$q = 3,15459 \cdot \frac{k_t \cdot \Delta T \cdot F(z)}{2 \cdot \pi \cdot r} = 3,15459 \cdot \frac{17,268}{2 \cdot \pi \cdot 0,0417} = 208,0124 \text{ W/m}^2$$

Düşük sıcaklıklarda suyun yoğunluğu  $\rho = 1000$  kg/m<sup>3</sup>'tür. Boru içerisindeki suyun akış hızı 0,5 m/s olsun. 1 inch'lik borunun iç çapı ise 1,075 inch olduğuna göre boru sistemindeki suyun kütleli debisi,  $\dot{m}_{su} = \rho \cdot A \cdot V = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot V = 1000 \cdot (\pi \cdot (1,075 \cdot 0,0254)^2) / 4 \cdot 0,5 = 0,293 \text{ kg/s}$  olarak bulunur.

Boru başlangıç ve sonunda, birim boy boruya transfer olan ısı miktarı şu şekilde bulunur.

$$Q_{z1} = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) = 0,961519 \cdot k_t \cdot (T_{toprak} - T_{su}) \cdot F(z)$$

$$= 0,961519 \cdot 1,2 \cdot (10 - 2) \cdot 1,7988$$

$$Q_{z1} = 16,604 \text{ W/m}$$

$$Q_{z2} = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) = 0,961519 \cdot k_t \cdot (T_{toprak} - T_{su}) \cdot F(z)$$

$$= 0,961519 \cdot 1,2 \cdot (10 - 5,5) \cdot 1,7988$$

$$Q_{z2} = 9,340 \text{ W/m}$$

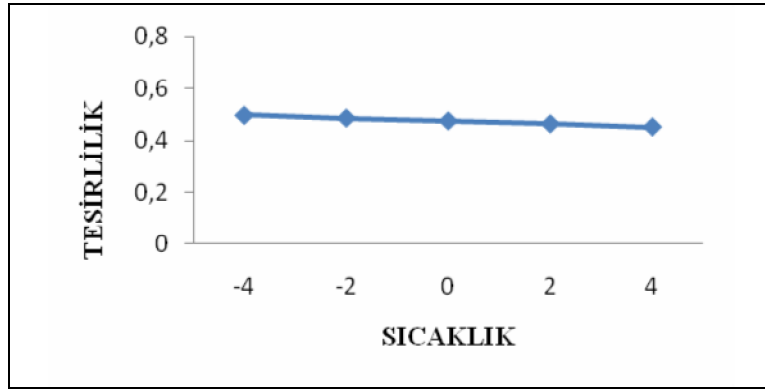
$$L = \frac{Q}{(Q_{z1} + Q_{z2})/2} = \frac{13020}{(16,604 + 9,340)/2} = 1003 \text{ m}$$

## SONUÇ

Toprak kaynaklı ısı pompasını oluşturan elemanlara ayrı ayrı ekserji analizi uygulandı ve şu sonuçlara varıldı.

**Tablo 2.** Kompresör giriş sıcaklığı değişiminin tesirliliğe etkisi

Sıcaklık (°C)	-4	-2	0	2	4
Tesirlilik	0,497	0,4863	0,4751	0,4636	0,4515

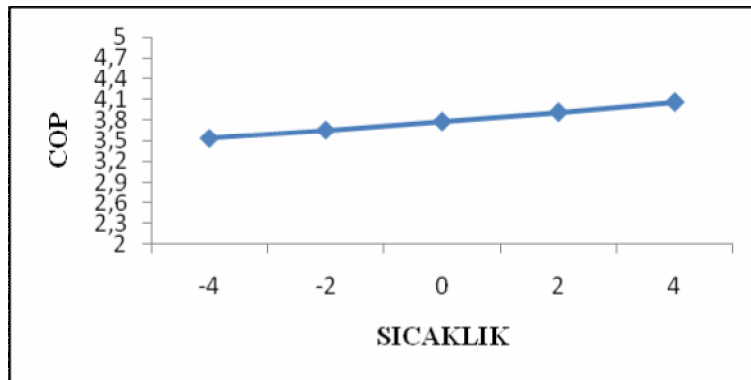


**Şekil 4.** Kompresör giriş sıcaklığı değişiminin tesirliliğe etkisi

Kompresör tesirliliğini etkileyen etmenlerin başında soğutucu akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı gelmektedir. Şekil 4.'de kompresöre gelen soğutucu akışkanın sıcaklığının, tesirlilik üzerindeki etkisi görülmektedir.

**Tablo 3.** Kompresör giriş sıcaklığı değişiminin ısıtma tesir katsayısına etkisi

Sıcaklık (°C)	-4	-2	0	2	4
COP	3,53	3,65	3,777	3,912	4,056



**Şekil 5.** Kompresör giriş sıcaklığı değişiminin ısıtma tesir katsayısına etkisi

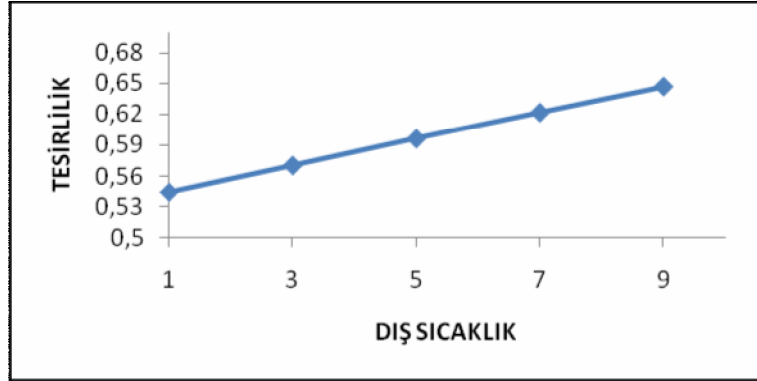


Isıtma tesir katsayısını etkileyen etmenlerin arasında soğutucu akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı gelmektedir. Şekil 5.'de kompresöre gelen soğutucu akışkanın sıcaklığının, COP üzerindeki etkisi görülmektedir.

**Tablo 4.** Farklı dış sıcaklık değerleriyle kondenser tesirliliğinin değişimi

Dış Sıcaklık (°C)	1	3	5	7	9
Tesirlilik	0,5439	0,5702	0,5962	0,6217	0,6469

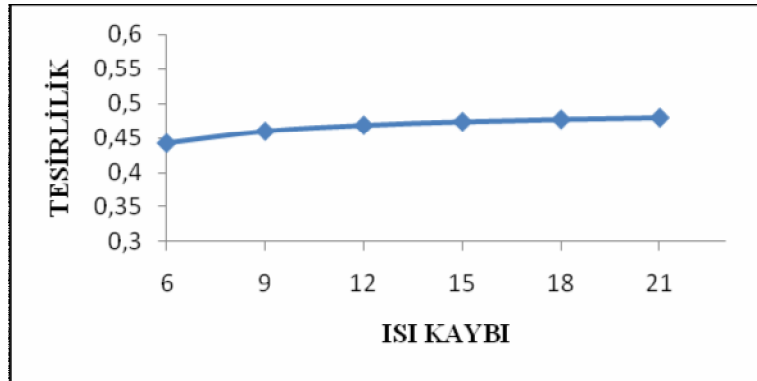
Şekil 6.'da farklı dış ortam sıcaklık değerleriyle yoğuşturucu tesirliliğinin arasındaki ilişki görülmektedir. Dış ortam sıcaklığı yükseldikçe yoğuşturucu tesirliliği artmaktadır.



**Şekil 6.** Farklı dış sıcaklık değerleriyle yoğuşturucu tesirliliğinin değişimi

**Tablo 5.** Farklı ısı kayıp değerlerinin tesirliliğe etkisi

Isı kaybı (kW)	6	9	12	15	18	21
Tesirlilik	0,443	0,4601	0,4687	0,4738	0,4772	0,4797

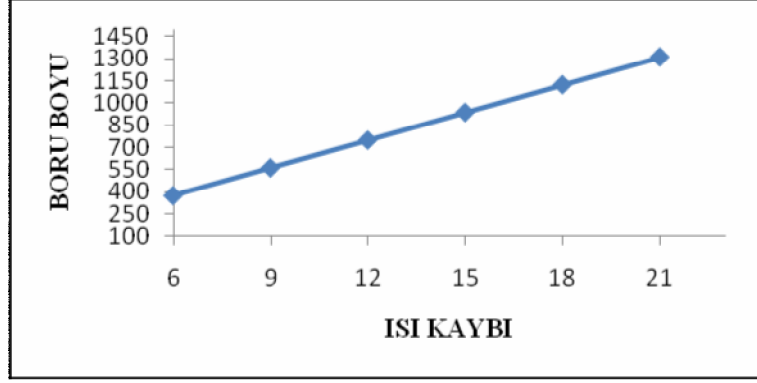


**Şekil 7.** Farklı ısı kayıp değerlerinin tesirliliğe etkisi

**Tablo 6.** Farklı ısı kayıp değerlerinin ısı değiştiricisi boru boyuna etkisi

Isı kaybı (kW)	6	9	12	15	18	21
Boru boyu (m)	375	563	750	938	1125	1313

Isıtma sistemi uygulanacak evin ısı kaybı değerinin tesirliliğe ve toprak altı ısı değiştiricisi maliyetine olan etkisi Şekil 7. ve Şekil 8. de görülmektedir. Yalıtımlı bir bina ile yalıtımsız bir bina için uygulanacak toprak kaynaklı ısı pompası yatırım maliyetleri arasında çok fark olur. Çünkü Şekil 8. de görüldüğü gibi ısı kaybı arttıkça toprak ısı değiştiricisi boyu dolayısıyla yatırım maliyeti de artmaktadır.



**Şekil 8.** Farklı ısı kayıp değerlerinin ısı değiştiricisi boru boyuna etkisi

Bu çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompasının çalışma prensibi, toprak kaynaklı ısı pompasının elemanları, ekserji analizi konuları incelenerek; teorik olarak toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi kurulup, sistemi oluşturan elemanlara ayrı ayrı ekserji analizi uygulanmıştır.

Enerji sarfiyatının büyük bir kısmının ısıtma sistemlerinde kullanıldığı göz önüne alındığında verimli, çevreye dost, düşük enerji sarfiyatıyla konfor sağlayan cihazlar ön plana çıkmaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompaları da bu alternatiflerden biridir. Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağın derinlere inildikçe havaya göre nispeten sabit sıcaklıkta kalması avantajını kullanarak, yaz aylarında soğutma kış aylarında ısıtma yapan, elektrikle çalışan cihazlardır. Avrupa ülkelerinde oldukça yaygınlaşan toprak kaynaklı ısı pompaları, ülkemiz için halen yeni bir teknolojidir. İlk yatırım maliyetinin yüksek olması sistemin yaygınlaşmasının önündeki engellerden biridir.

Ülkemizdeki enerji sıkıntısı yurt dışından ithal edilen enerji ile karşılanmaya çalışılmaktadır. Türkiye ve enerji sıkıntısı çeken diğer ülkelerde, enerji maliyetlerinin yüksek olması sebebiyle yenilenebilir enerji kaynaklarının değerlendirilmesi gerekmektedir. Ayrıca toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin çevre kirliliğini azaltmadaki rolü de göz önünde bulundurulmalıdır.

Toprak kaynaklı ısı pompası tasarımı yaparken verim açısından toprağın ısıl iletkenliği, toprağın cinsi ve özellikleri iyi incelenmeli; kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve diğer elemanlar kapasiteye uygun seçilmelidir. Optimum olmayan her malzeme, hem maliyeti artırıcı etki yaratacak, hem de sistemin verimini olumsuz yönde etkileyecektir.

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde, toprak ısı değiştiricisi, maliyet üzerinde önemli etkiye sahiptir. Toprak kaynaklı ısı pompalarının güneş enerjisi destekli hale getirilmesi ile toprak ısı değiştiricisi uzunluğu azaltılabilir ve dolayısıyla hafriyat maliyetleri azaltılmış olur.

Sonuç olarak; toprak kaynaklı ısı pompalarının Avrupa ülkelerinde olduğu gibi ülkemizde de yaygınlaşması için gerekli önem verilmeli, performans katsayısı yükseltilip, maliyetler düşürülerek daha cazip hale getirilmesi sağlanmalıdır.

## KAYNAKLAR

- [1] DİZ, T. " Minimum Enerjili Bina Tasarımı". Y.Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi FBE, İstanbul, Türkiye, (2001).
- [2] ÇENGEL, Y.A. ve BOLES, M.A., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik.Türkçe birinci basım. McGraw-Hill Literatür ortak yayını, İstanbul, 1996.
- [3] BİNARK, A. K. Yanma Ders Notları (2004).
- [4] KILIÇARSLAN, Y.(2004) "Seramik Fabrikalarında Ekserji Analizi", Yüksek Lisans Tezi , Marmara Üniv. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye, (2004).

[5] ÖZTÜRK, A.; KILIÇ, A., “Çözümlü Problemlerle Termodinamik”, Çağlayan Basımevi, 3.Yayım, (1993).

[6] PATLAR, Ö., “Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Ekserji Analizi”. Y.Lisans Tezi. Marmara Üniversitesi FBE. İstanbul, Türkiye, (2006).

## **ÖZGEÇMİŞ**

### **Sami TOKSÖZ**

1983 yılı Bursa doğumludur. İlk, orta ve lise öğrenimini Bursa’da tamamladı. 2007 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu ve 2010 yılında Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Enerji Bölümünde yüksek lisans öğrenimini tamamladı. Ulusal-uluslararası dergilerde basılmış ve konferanslarda sunulmuş çok sayıda makalesi ve bildirisi bulunmaktadır. Makine Mühendisleri Odası (MMO) Kocaeli Şube Sakarya İl Temsilciliği Yürütme Kurulu Üyesi olan Sami TOKSÖZ, EMA (R&D CO.) şirketinde Ar-Ge ve proje sorumlusu olarak görev yapmaktadır.

### **Hakan Serhad SOYHAN**

Lisansüstü çalışmalarını İstanbul Teknik Üniversitesinde bitirdi. Doktora konusu motorlar tasarımında kullanılan detaylı mekanizmaların indirgenmesi olan Dr. Soyhan 2000 -2003 yıllarında İsveç Lund Üniversitesinde ve 2007 yılında, İngiltere’de Shell Global Solutions doktora sonrası çalışmalarını tamamladı. Bu çalışmaları çerçevesinde Avrupa Birliğince fonlanan 6 adet FP5 ve FP6 projesinde araştırmalar yaptı. Halen Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde öğretim üyesi olarak çalışmaktadır. Yanma, Yanma kinetiği ve Modelleme Teknikleri üzerine Sakarya ve Marmara Üniversitelerinde Lisans ve Lisansüstü dersler veren Dr. Soyhan halen 3 projede yürütücü olarak araştırmalarını sürdürmektedir.

### **Yalçın TOPAÇOĞLU**

1989 yılı İstanbul doğumludur. 2010 yılında Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. Halen öğrenimine İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Isı-Akışkan programında yüksek lisansa devam etmekte ve BSH Ev Aletleri Sanayi ve Ticaret A.Ş. de çalışmaktadır.

### **İmdat TAYMAZ**

Lisans ve Yüksek Lisans Eğitimi İ.T.Ü’de tamamladı 2001 yılında Makine Mühendisliği Alanında Doktora derecesi aldı. Sakarya Üniversitesi Müh.Fak. Makine Müh. Bölümü Otomotiv Ana Bilim Dalında Öğretim Üyesi Olarak Görev Yapmaktadır. Çalışma konuları arasında İçten yanmalı motorlar, enerji teknolojileri, yakıt hücreleri ve Isı Transferi gelmektedir.Bu konularda ulusal ve uluslararası dergilerde basılmış ve konferanslarda sunulmuş çok sayıda makalesi ve bildirisi bulunmaktadır.

### **Ekrem BÜYÜKKAYA**

Lisans ve Yüksek Lisans Eğitimi İ.T.Ü’de tamamladı 1997 yılında Makine Mühendisliği Alanında Doktora derecesi aldı. Sakarya Üniversitesi Müh.Fak. Makine Müh. Bölümü Otomotiv Ana Bilim Dalında Öğretim Üyesi Olarak Görev Yapmaktadır. Çalışma konuları arasında İçten yanmalı motorlar, yakıt ve yanma gelmektedir.Bu konularda ulusal ve uluslararası dergilerde basılmış ve konferanslarda sunulmuş çok sayıda makalesi ve bildirisi bulunmaktadır.