

Mechanical Engineering Articles
/
Makine Mühendisliği Makaleleri



PhD Research Article / Doktora Çalışması Araştırma Makalesi
EXERGO ECONOMIC ANALYSIS OF THE GROUND SOURCE HEAT PUMP
FOR COOLING SEASONS IN THE MARDIN PROVINCE

Fatih ÜNAL^{*1}, Galip TEMİR²

¹Mardin Artuklu Üniversitesi, Meslek Yüksekokulu, Makine Bölümü, İstasyon-MARDİN

²Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldız-İSTANBUL

Received/Geliş: 20.11.2014 Accepted/Kabul: 26.11.2014

ABSTRACT

Nowadays, the effective and efficient use of energy has become an indispensable necessity due to energy sources gradually are decreasing and energy prices are increasing. In this study the experimental results of vertical type ground source heat pump pump for cooling seasons for a test site which is 120 m² experimental ground area in Midyat/Mardin. After examining the results of studies energy, exergy and eksergo economic analysis was performed over the system. According to the analysis of the system it was determined that the compressor cooling process is of 3,704 kW best heat loss, 1.6539 kW the highest exergy loss, 0.4658 \$/h and cost rate associated with capital investment, 0.7464 \$/h and the high cost of exergy, exergy loss 44,72% rate of 38.43% and values eksergo economic factors. For this reason, it is inevitable that the planned improvements should be carried out primarily compressor. As a result; our system is quite effective in both reduce energy consumption and reducing greenhouse gas emissions.

Keywords: Ground source heat pump, energy, exergy, exergo economic.

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ MARDİN İLİ İÇİN SOĞUTMA AMAÇLI KULLANILMASININ EKSERGO EKONOMİK ANALİZİ

ÖZET

Günümüzde enerji kaynaklarının giderek azalması ve enerji fiyatlarının artmasından dolayı enerjinin etkin ve verimli kullanılması vazgeçilemez bir zorunluluk olmuştur. Bu çalışmada Mardin ili Midyat ilçesinde belirlenen 120 m² taban alanına sahip deney alanı için dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının soğutma sezonu için yapılan deneysel çalışmaların sonuçları incelenerek sisteme enerji, ekserji ve eksergoekonomik analiz uygulanmıştır. Sistemde yapılan analizlere göre kompresörün soğutma sürecinde; 3,704 kW ile en yüksek ısı kaybı, 1,6539 kW ile en yüksek ekserji kaybı, 0,4658 \$/h ile en yüksek bir değere getiriliş maliyet, 0,7464\$/h ile en yüksek ekserji maliyeti, %44,72 ekserji kaybı oranı ve %38,43 eksergo ekonomik faktör değerlerine sahip olduğu belirlenmiştir. Bu nedenle yapılması düşünülecek iyileştirmelere öncelikle kompresörden başlamak gerekmektedir. Sonuç olarak; sistemimiz gerek enerji tüketimini azaltmada gerekse sera gazlarının emisyonlarını düşürme bakımından oldukça etkili olmaktadır. Sonuç olarak; sistemimiz gerek enerji tüketimini azaltmada gerekse sera gazlarının emisyonlarını düşürme bakımından oldukça etkili olmaktadır.

Anahtar Sözcükler: Toprak kaynaklı ısı pompası, enerji, ekserji, eksergo ekonomi.

* Corresponding Author/Sorumlu Yazar: e-mail/e-ileti: funal81@hotmail.com, tel: (482) 215 19 38 / 3117

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji kaynaklarının giderek azalması ve enerji fiyatlarının artmasından dolayı hem Dünya hem de Türkiye için enerjinin etkin ve verimli kullanılması vazgeçilemez bir zorunluluk olmuştur. Yapılmış olan çalışmalarda harcanan enerjinin ısı pompaları yardımıyla daha az tüketilebileceği tespit edilmiştir.

Literatürde ısı pompalarının performans analizlerine yönelik birçok çalışma mevcuttur. Kıncay ve Temir[1], İstanbul Hadımköy’de bir villanın ısı kaybı ve ısı kazancı değerlerini belirleyerek hem ısıtma hem de soğutma sezonu için dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için boyutlandırma hesapları yapmışlardır. Hepbaşlı ve arkadaşları[2], Ege Üniversitesi(İzmir)’de 65 m²’lik bir odada 50 m derinliğe sahip kapalı tip toprak kaynaklı ısı pompasının ısıtma ve soğutma performansları için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Niğdelioğlu[3], Kütahya İl’inde soğutma amaçlı kullanılan bir yatay toprak kaynaklı ısı pompası(YTKIP) sisteminin performansına etki eden parametreleri ve sistemin performansını incelemiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda, sistemin COP değerini 3,41 olarak bulmuş ve sistemin kullanılabilirliğinin makul olduğunu söylemiştir. Özgener ve arkadaşları[4], İzmir’de Ege Üniversitesi’nin Güneş Enerji Enstitüsünde kurulan dikey U-borulu toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji ve eksergoekonomik analizini yapmışlardır. Yapılan analiz neticesinde sistemdeki tersinmezliklerin yerleri de belirlenmiştir. Esen[5], Elazığ’da ısıtılacak ve soğutulacak bir köy evinin bahçesinde 30m, 60m ve 90m olarak üç farklı derinlikte sondaj kuyularına sahip bir dikey toprak kaynaklı ısı pompası(DTKIP) sistemini YSA ve UBSA kullanarak sistemlerin performans karşılaştırmasını yapmıştır. Soğutma ve ısıtma deneyleri sonucuna göre, en yüksek sistem performansını 90m derinlikteki ısı değiştiricili sistem için elde etmiştir. Akbulut[6], çalışmasında Termodinamiğin 1. ve 2. Yasaları ile SPECO ve Eko-indikatör 99 metodlarını kullanarak İstanbul’da Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi’nde kullanılan DTKIP ve duvardan ısıtma sistemine ait gerek ısıtma gerekse soğutma sezonu için enerji, ekserji, eksergo ekonomik ve çevresel analizler yapmıştır. Literatürde toprak kaynaklı ısı pompalarının enerji ve ekserji analizlerini yapan çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak, Mardin İlinde kurulan DTKIP sisteminin enerji, ekserji ve eksergo ekonomik analizi yapılmıştır.

2. SÜREKLİ AKIŞLI AÇIK SİSTEMLERDE ENERJİ KORUNUMU

Enerjinin korunumu ilkesi sürekli akışlı açık sistemler için aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \theta_c - \sum \dot{m}_g \theta_g \quad (1)$$

Burada θ akış işi de içinde olmak üzere akışkanın birim kütlelerinin toplam enerjisidir. Burada $\theta = h + ke + pe$ olduğu göz önüne alınır, enerjinin korunumu ilkesi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \left(h_c + \frac{1}{2} V_c^2 + gz_c \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{1}{2} V_g^2 + gz_g \right) \quad (2)$$

şeklini alır. Giriş ve çıkış halleri sırasıyla 1 ve 2 indisleri ile gösterilir, kütle debisinin değişmediği göz önüne alınır ($\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$), ayrıca potansiyel ve kinetik enerjilerin değişmediği kabul edilirse, bir geçişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}[h_2 - h_1] \quad (\text{kW}) \quad (3)$$

şeklinde yazılır.

2.1. Ekserji Bileşenleri

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin yokluğunda bir sistemin toplam

ekserjisi Ex dört ayrı bileşene bölünebilir: fiziksel ekserji Ex^{PH} , kinetik ekserji Ex^{KN} , potansiyel ekserji Ex^{PT} ve kimyasal ekserji Ex^{CH} .

$$Ex = Ex^{PH} + Ex^{KN} + Ex^{PT} + Ex^{CH} \quad (4)$$

Saf maddelerin fiziksel ekserjisi genel olarak,

$$ex^{PH} = (u - u_0) - p_0(v - v_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (5)$$

Fiziksel ekserji kısaca;

$$ex^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (6)$$

Toplam fiziksel ekserji akısı ise;

$$\dot{E}x^{PH} = \dot{m}ex^{PH} \quad (7)$$

2.2. Ekserji Kaybı ve Yıkımı

Sistemin herhangi bir elemanı için birim zamanda kaybedilen ekserji miktarı Ex_{ky} ;

$$Ex_{ky} = E_Q - E_{W,E} + \sum E_{mass,i} - \sum E_{mass,e} \quad (8)$$

veya,

$$\dot{E}x_{ky} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q - W + \sum m_i e_i - \sum m_e e_e \quad (9)$$

şeklinde ifade edilir. Bu eşitliklerde kaybedilen ekserji akısı Ex_{ky} , incelenen elemandan başka bir sistemden transfer edilen ekserji akısı ile tersinmezlikler nedeniyle tüketilen ve başka bir yerde kullanılmayan ekserji akısının toplamını ifade etmektedir.

Sistemin tümünde yok edilen ekserji ise, her bir elemanda yok edilen ekserjinin toplamıdır.

$$\sum_{x=1}^n Ex_{ky_x} = Ex_{ky_1} + Ex_{ky_2} + Ex_{ky_3} + \dots + Ex_{ky_n} \quad (10)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{kayıp ekserji}}{\text{giren ekserji}} = \frac{\text{çıkan ekserji}}{\text{giren ekserji}} \quad (11)$$

formülü ile ifade edilir. Ekserji kaybı oranı; herhangi bir ünite de veya elemanda yok edilen ekserjinin, sistemin tümünde yok edilen ekserjiye oranı olup

$$Y_{ky} = \frac{Ex_{ky}}{\sum Ex_{ky}} \quad (12)$$

şeklinde verilir.

2.3. Ekserji Maliyeti

Sürekli akışta çalışan bir sistemde; sisteme madde girişi-çıkışı, iş ve ısı transferi şeklinde enerji transferi olabilmektedir. Sistemdeki madde ve enerji transferi, aynı zamanda ekserji transferidir. Transfer edilen ekserjinin bir kısmı sistemden çıkarken, bir kısmı da tersinmezlikler nedeniyle sistemde yok olur. Birim ekserjinin fiyatı “c” ile gösterilirse toplam ekserji fiyatı aşağıdaki denklemle ifade edilebilir:

$$\dot{C} = c \cdot \dot{E}x = c \cdot m \cdot ex \quad (13)$$

burada “ $\dot{E}x$ ” ekserji akısı ve “ \dot{C} ” ekserji akısının fiyatıdır. Yukarıdaki denkleme uygun olarak aşağıdaki ifade yazılabilir:

$$\dot{C}_k = c_k Ex_k = c_k (m_k ex_k) \quad (14)$$

$$\dot{C}_w = c_w \cdot \dot{W} \quad (15)$$

$$\dot{C}_q = c_q \cdot \dot{E}x_q \quad (16)$$

Ekserji maliyeti bulunurken bir sistemde yer alan komponentler ayrı ayrı ele alınır. Bir sistemin k'nci komponenti için maliyet denge denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\sum C_{e,k} + C_{w,k} = C_{q,k} + \sum C_{i,k} + Z_k \quad (17)$$

burada Z_k ifadesi, sistemin k'nci komponentinin yatırım, işletme, bakım badelerini kapsayan bir değere getirilmiş (levelised) parasal değerdir. Bu değer (Z); yıllık çalışma süresi, sistem ömrü, faiz, eskolasyon gibi parametrelerin bir fonksiyonudur.

Z değeri hesaplanırken; birim zamana karşılık gelen ilk yatırım ve işletme maliyetleri toplamı, “bir değere getirilme faktörü (A)” ile çarpılır. Bir değere getirilme faktörü aşağıdaki denklemde ifade edilmektedir[7,8].

$$A = \frac{CEL F}{1+r_i} \quad (18)$$

bu denklemde “CEL F” değeri Sabit Eskolasyon Düzeltme Faktörü, “ r_i ” değeri ise faiz oranıdır. Sabit Eskolasyon Düzeltme Faktörü aşağıdaki denklemde ifade edilmektedir.

$$CEL F = \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF \quad (19)$$

Bu denklemde “CRF” değeri, Kapital Geri Kazanım Faktörü ve “k” değeri ise, Bir Değere Getirilmiş Fiyat Düzeltme Faktörü'nü ihtiva eder. “n” değeri ise, sistem veya komponent için öngörülen ömrü belirtmektedir.

Kapital Geri Kazanım Faktörü (CRF) aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir.

$$CRF = \frac{i_{eff}(1+i_{eff})^n}{(1+i_{eff})^n - 1} \quad (20)$$

Yukarıdaki denklemde “ i_{eff} ” değeri, geri ödeme oranını belirtmektedir.

Fiyat düzeltme faktörü ise;

$$k = \frac{(1+r_n)}{(1+i_{eff})} \quad (21)$$

denklemleri ile ifade edilir.

Eksergo ekonomik faktör sistemin k'nci komponenti için aşağıdaki şekilde ifade edilir[9].

$$f = \frac{Z}{Z+c_p \cdot \dot{E}x_k} \quad (22)$$

Yukarıdaki ifadeler yardımıyla bir değere getirilmiş maliyet ise

$$Z = A \left[\frac{\text{İlk yatırım maliyeti}}{\text{Sistem Ömrü} \times \text{Yıllık Çalışma Saati}} + \frac{\text{Elektrik+Bakım Gideri}}{\text{Yıllık Çalışma Saati}} \right] \quad (23)$$

şeklinde ifade edilir.

3. MATERYAL VE METOT

Bu çalışmada Mardin ili Midyat ilçesinde belirlenen deney alanı için dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının soğutma sezonu için yapılan deneysel çalışmaların sonuçları incelenerek sisteme enerji, ekserji ve eksergoekonomik analiz uygulanmıştır. Deney için kullanılan mahal, 15x8 ölçülerinde 120 m2 taban alanına sahip bir bölmedir. Deney odası belirlenen binanın bodrum katında depo amaçlı kullanılmaktadır. Bu odada kurulan deney tesisatı toprakaltı devresi, ısı pompası devresi ve fan coil devresi olmak üzere üç adet kapalı devre şeklinde tasarlanmış olup toplam dokuz adet alt üniteyi içermektedir. Deney tesisatı belirlenen deney odasının soğutma ihtiyacını karşılamak için kullanılan gerçek bir sistemdir. (Şekil 1)



Şekil 1. Deney odası ve deney tesisatı

Toprakaltı devresi; toprakaltı ısı değiştiricisi, pompa ve IP cihazının içinde bulunana bir adet plakalı ısı değiştiriciden meydana gelmektedir. Toprakaltı ısı değiştiricisini(TID) oluşturmak için deney odasının bulunduğu binadan 5 m uzaklıkta ve aralarında 6 m mesafe olan iki adet 100 m derinliğinde sondaj kuyusu açılmış ve içlerine Rehau marka DN25 siyah polietilen borular yerleştirilerek kuyunun dibinde U parçası ile birleştirilmiştir. TID'nin IP cihazı ile bağlantısı toprağın 50 cm altından geçirilen yatay boru iletim hattı ile sağlanmıştır. Toprak altı devresinde 100 m derinlikte kuyuların sıcaklıkları ölçülmüş ve datalogger ile kaydedilmiştir (Şekil 2).



Şekil 2. Toprakaltı devresi

IP devresi; Evaporatör, Kompresör, Kondenser ve Kısılma Vanası ünitelerinden meydana gelmektedir. Bu ünitelerin tümü IP cihazının içinde bulunmaktadır (Şekil 3). Isı Pompası Cihazı, Thermeco marka ve 16 kW kapasiteye sahiptir. IP Devresinde soğutucu akışkan olarak R407C kullanılmaktadır. Devredeki soğutucu akışkanın dolaşımını IP cihazında bulunan scroll tip kompresör sağlamaktadır. Kondenser ve Evaporatör üniteleri çelik sacdan imal edilmiş plakalı ısı değiştiricilerdir.



Şekil 3. Thermeco ısı pompası

Fan coil devresinde; akümülayon tankı, sirkülayon pompası ve 2 adet Aldağ marka AE600 model fan coil bulunmaktadır. Fan coiller ve akümülayon tankının görünümü Şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4. Fancoil devresi

Bu çalışmada kullanılan teorik kabuller aşağıda sunulmuştur:

- İncelenen sistemler gerçek sistemler olup sürekli akışlı açık sistem modeline uymaktadır.
- Malzemeler homojen olup standart özellikleri literatürden alınmıştır.
- Cihazlara ait ölçülmeyen özellikler katalog değerlerinden alınmıştır.
- Toprakaltı Isı Değiştiricisi tamamen toprak tarafından çevrili olduğundan ısı kaybı ihmal edilmiştir ($\dot{Q}_{kayıp,TID} = 0$).
- Pompalar kayıplı olarak çalışmaktadır ($\dot{E}_{kayıp,p1}$, $\dot{E}_{kayıp,p2}$ ve $\dot{E}_{kayıp,p3} \neq 0$).
- I. Isı eşanjörü (evaporatör) izole edilmiş olup ısı kaybı ihmal edilmiştir ($\dot{Q}_{kayıp,eva} = 0$).
- II. Isı eşanjörü (kondenser), Akümülayon Tankı izole edilmiş olmasına rağmen ısı kaybı mevcuttur ($\dot{Q}_{kayıp,kon} \neq 0$, $\dot{Q}_{kayıp,AT} \neq 0$).
- Kompresör kayıplı olarak çalışmaktadır ($\dot{Q}_{kayıp,komp} \neq 0$).Kompresörün verimi %80 olarak kabul edilmiştir.
- Kısılma vanasında entalpi kaybı yoktur ($\dot{h}_3 = \dot{h}_4$).

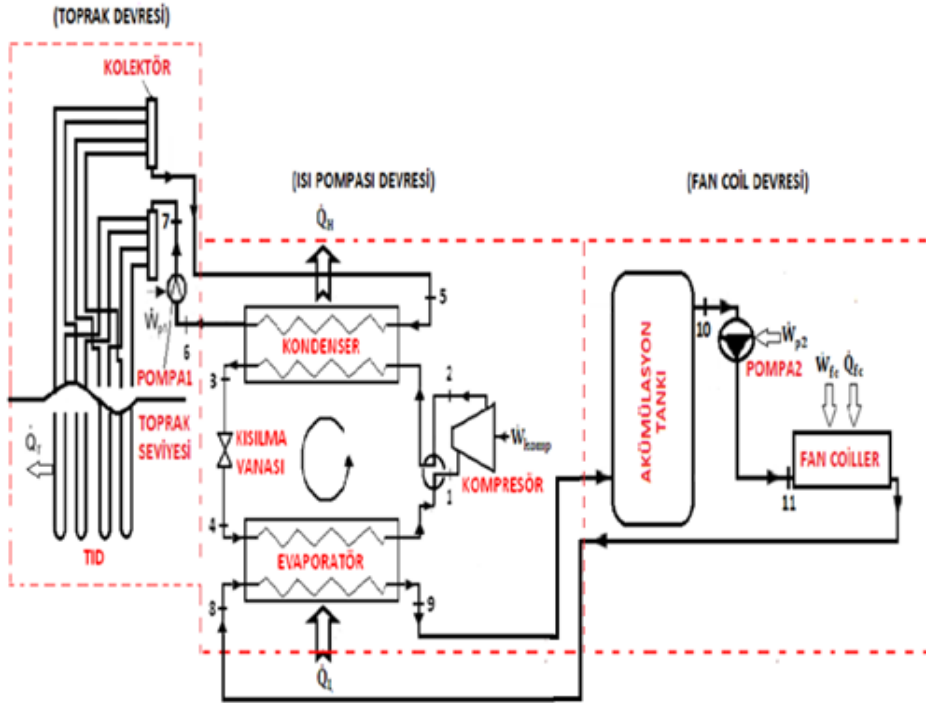
Deneysel çalışma sürecinde yapılan kabuller aşağıda verilmiştir:

- Isı pompası sistemi bir bütün olarak satın alınmıştır. Bu nedenle bu sistemin analiz edilen parçalarına (kompresör, kondenser, kısılma vanası ve evaporatör) ait maliyetler toplam maliyetin parçalara gerçek maliyetler oranında yeniden dağıtılması ile bulunmuştur.
- Sistem ömrü 20 yıl, geri ödeme oranı %6, faiz oranı %3 ve eskalasyon oranı %4 olarak alınmıştır.
- Yıllık bakım sistemin kontrolü, eğer eksilmişe sisteme su ve soğutucu akışkan takviyesi şeklinde olup bedeli 150 \$ olarak belirlenmiştir. Analizler sırasında bakım maliyeti sistem elemanlarından kompresöre bindirilmiştir.
- Yaşam ömrü sonunda sistemde gerekli iyileştirmeler ve parça değişimleri yapıp yeniden kullanılacağı kabul edilerek atık senaryosu ve hesabı oluşturulmamıştır.
- Toprak altı devresi için 100 m derinliğinde 2 adet sondaj kuyusu açılmış olup maliyeti 20 \$/m dir. U-tüp paralel sistem ile, dikeyde 200 m ve yatayda 30 m Rehau marka DN 25 polietilen kompozit boru kullanılmıştır ve maliyeti 5 \$/m dir.
- Akümülayon tankı hattındaki sirkülayon pompasının maliyeti 150 \$, toprak devresindeki sirkülayon pompasının maliyeti ise 200 \$'dır.

- Akümülayon tankı 200 lt kapasiteli olup paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Akümülayon tankının toplam maliyeti bağlantı boruları, izolasyonu ve ekipmanları da dahil olmak üzere 1000 \$'dır.
- Fan coiller 2 adet olup Aldağ marka fan coil kullanılmıştır. Fan coillerin boru malzemesi, bağlantı ekipmanları, işçilik ve sıva maliyetleri toplamda 1000 \$'dır.

Toprakaltı ve Fan coil sisteminde ısı taşıyıcı akışkan olarak su, ısı pompası devresinde ise soğutucu akışkan olarak R407C kullanılmıştır. Suyun termofiziksel özellikleri termodinamik tablolardan, R407C'nin özellikleri ise Solkane ve Coolpack paket programlarından alınmıştır.

Soğutma sürecine ait sistemin genel akış şeması Şekil 5'te verilmektedir. Bu süreçte fan coiller ile mahalden çekilen ısı (\dot{Q}_{fc}), ısı pompasının evaporatörüne aktarılır. Bu evaporatörden çekilen ısı (\dot{Q}_L), ısı transfer akışkanını gaz haline getirir. Gaz halindeki ısı transfer akışkanının sıcaklığı ve basıncı kompresörde sıkıştırma işlemiyle yükseltilir ve akışkan ısı pompasının kondenserine taşınır. Burada yoğunlaşma gerçekleşirken ortaya çıkan ısı (\dot{Q}_H) toprakaltı devresine iletilir. Daha sonra soğutucu akışkan kısılma vanasından geçer ve çevrim devam eder.



Şekil 5. Soğutma sürecinde genel sistem şeması

Çizelge 1. Soğutma süresince ölçülen değerler

Düğüm No	Faz	Debi	Sıcaklık	Entalpi	Entropi	Ekserji
		m(kg/s)	T(°C)	h(kj/kg)	s(kj/kgK)	Ėx (kW)
1	Gaz	0,09767	9,2	419,22	1,7911	4,2837
2	Gaz	0,09767	50,4	448,04	1,8267	6,1488
3	Sıvı	0,09767	30,2	244,77	1,1517	4,3034
4	Yaş Buhar	0,09767	5,7	244,77	1,1557	4,1967
5	Sıvı	0,864	21,2	88,888	0,314	2,7293
6	Sıvı	0,864	25,8	108,125	0,379	4,0100
7	Sıvı	0,864	25,7	107,703	0,377	4,1173
8	Sıvı	0,542	15,1	63,362	0,226	0,9052
9	Sıvı	0,542	7,6	31,924	0,115	0,2990
10	Sıvı	0,542	7,9	33,189	0,120	0,2444
11	Sıvı	0,542	7,8	32,767	0,118	0,3118
W _k	-	-	-	-	-	3,519
W _{p1}	-	-	-	-	-	0,176
W _{p2}	-	-	-	-	-	0,090
W _{fc}	-	-	-	-	-	0,300
Toprak	-	-	-	-	-	1,0013
Fan coil	-	-	-	-	-	0,6143

Sınırları belirlenen sistem üniteleri için Bölüm 2’de kullanılan eşitlikler yardımıyla enerji ve ekserji eşitlikleri Çizelge 2’de, eksergo ekonomik eşitlikler ise Çizelge 3’te verilmiştir.

Çizelge 2. Soğutma Süreci’nde Enerji ve Ekserji Dengesi

Ünite	Enerji Dengesi	Ekserji Dengesi
Kompresör	$\dot{E}_1 + \dot{W}_{komp} = \dot{E}_2 + \dot{Q}_{Kayıp,komp}$	$\dot{E}x_1 + \dot{W}_{komp} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{Kayıp,komp}$
Kondenser	$\dot{E}_2 + \dot{E}_5 = \dot{E}_3 + \dot{E}_6 + \dot{Q}_{Kayıp,KOND}$	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_5 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{Kayıp,KOND}$
Kıs. Vanası	$\dot{E}_3 = \dot{E}_4$	$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{Kayıp,KV}$
Evaporatör	$\dot{E}_4 + \dot{E}_8 = \dot{E}_9 + \dot{E}_1 + \dot{Q}_{Kayıp,EVA}$	$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_8 = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{Kayıp,EVA}$
Pompa 1	$\dot{E}_6 + \dot{W}_{p1} = \dot{E}_7 + \dot{E}_{Kayıp,p1}$	$\dot{E}x_6 + \dot{W}_{p1} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{Kayıp,p1}$
TID	$\dot{E}_7 = \dot{Q}_T + \dot{E}_5 + \dot{Q}_{Kayıp,TID}$	$\dot{E}x_7 = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_T + \dot{E}x_{Kayıp,TID}$
Akü. Tankı	$\dot{E}_9 = \dot{E}_{10} + \dot{Q}_{Kayıp,AT}$	$\dot{E}x_9 = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{Kayıp,AT}$
Pompa 2	$\dot{E}_{10} + \dot{W}_{p2} = \dot{E}_{11} + \dot{E}_{Kayıp,p2}$	$\dot{E}x_{10} + \dot{W}_{p2} = \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{Kayıp,p2}$
Fan Coiller	$\dot{E}_{11} + \dot{W}_{fc} + \dot{Q}_{fc} = \dot{E}_8 + \dot{Q}_{Kayıp,fc}$	$\dot{E}x_{11} + \dot{W}_{fc} + \dot{E}x_{fc} = \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{Kayıp,fc}$

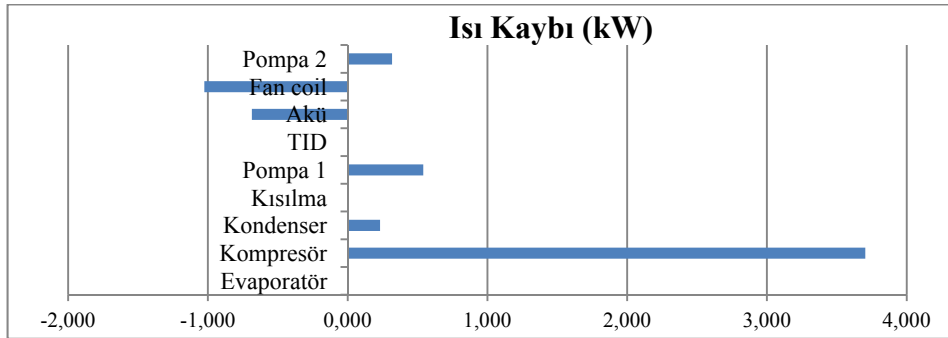
Soğutma süreci için, Çizelge 2’de verilmiş olan değerlere bağlı olarak Bölüm 2’de kullanılan termodinamik eşitlikler yardımıyla sınırları belirlenen sistem ünitelerinin enerji ve ekserji analizi yapılmış ve bu değerler Çizelge 4’te verilmiştir.

Çizelge 3. Soğutma Süreci'nde Eksergo Ekonomik

Ünite	Eksergo Ekonomik Eşitlikler	Yardımcı Eşitlikler
Kompresör	$c_1 \cdot \dot{E}X_1 + c_{w,komp} \cdot \dot{W}_{komp} + Z_{komp} = c_2 \cdot \dot{E}X_2$	$c_1 = c_2$
Kondenser	$c_2 \cdot \dot{E}X_2 + c_5 \cdot \dot{E}X_5 + Z_{kon} = c_3 \cdot \dot{E}X_3 + c_6 \cdot \dot{E}X_6$	$c_2 = c_3; c_5 = c_6$
Kısılma Vanası	$c_3 \cdot \dot{E}X_3 + Z_{kv} = c_4 \cdot \dot{E}X_4$	$c_3 = c_4$
Evaporatör	$c_4 \cdot \dot{E}X_4 + c_8 \cdot \dot{E}X_8 + Z_{eva} = c_1 \cdot \dot{E}X_1 + c_9 \cdot \dot{E}X_9$	$c_1 = c_4; c_8 = c_9$
Pompa 1	$c_6 \cdot \dot{E}X_6 + c_{w,p1} \cdot \dot{W}_{p1} + Z_{p1} = c_7 \cdot \dot{E}X_7$	$c_6 = c_7$
TID	$c_7 \cdot \dot{E}X_7 + Z_{TID} = c_5 \cdot \dot{E}X_5 + c_{toprak} \cdot \dot{E}X_{toprak}$	$c_5 = c_7$
Akü. Tankı	$c_9 \cdot \dot{E}X_9 + Z_{akü} = c_{10} \cdot \dot{E}X_{10}$	$c_9 = c_{10}$
Pompa 2	$c_{10} \cdot \dot{E}X_{10} + c_{w,p2} \cdot \dot{W}_{p2} + Z_{p2} = c_{11} \cdot \dot{E}X_{11}$	$c_{10} = c_{11}$
Fan Coiller	$c_{11} \cdot \dot{E}X_{11} + c_{w,fc} \cdot \dot{W}_{fc} + c_{fc} \cdot \dot{E}X_{fc} + Z_{fc} = c_8 \cdot \dot{E}X_8$	$c_8 = c_{11}$

Çizelge 4. Soğutma sürecinde ısı ve ekserji dengesi

SİSTEM	Giren Isı (kW)	Çıkan Isı (kW)	Kayıp Isı (kW)	Giren Ekserji (kW)	Çıkan Ekserji (kW)	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji Verimi (η_{II})
Evaporatör	58,249	58,249	0,000	5,1019	4,5827	0,5192	89,82
Kompresör	44,464	40,760	3,704	7,8027	6,1488	1,6539	78,80
Kondenser	117,559	117,327	0,232	8,8781	8,3134	0,5647	93,64
Kısılma	23,907	23,907	0,000	4,3034	4,1967	0,1067	97,52
Pompa 1	93,596	93,055	0,541	4,1860	4,1173	0,0687	98,36
TID	93,055	93,055	0,000	4,1173	3,7306	0,3867	90,61
Akü	17,303	17,988	-0,685	0,2990	0,2444	0,0546	81,74
Fan coil	33,316	34,342	-1,026	1,2261	0,9052	0,3209	73,83
Pompa 2	18,078	17,760	0,318	0,3344	0,3118	0,0226	93,24



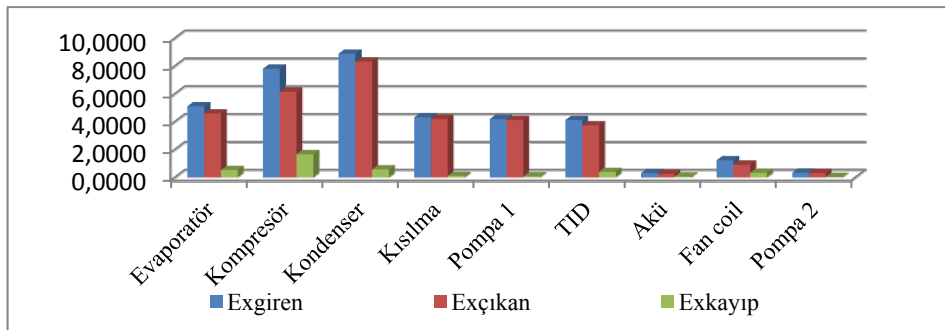
Şekil 6. Soğutma sürecinde elemanlara ait ısı kaybı değerleri

Çizelge 4 ve Şekil 6 birlikte incelendiğinde; soğutma sürecinde sisteme ait elemanların ısı kaybının en fazla 3,704 kW ile kompresörde olduğu görülmektedir. Bu çalışmada kısılma vanası, TID ve evaporatörde ısı kaybının olmadığı kabul edilmiştir. Enerji analizi sonucunda sistem çalışmasının dış hava sıcaklığından etkilendiği görülmüştür.

Kompresör soğutma sürecinde ortalama 3,52 kWh elektrik tüketmiştir. Buna bağlı olarak tüm sistemin ortalama COP değeri 3,73 olarak belirlenmiştir. Her ne kadar ısı pompası

cihazının COP değeri ortalama 4,84 olarak bulunsa da fan coil grubu ile beraber incelendiğinde ortalama COP değeri 4,34 olarak bulunmuştur. Bu düşüşün sebebi ısı pompası ile fan coiller arasındaki mesafede meydana gelen kayıplardan kaynaklanmaktadır.

İncelenen soğutma sürecinde dış hava sıcaklığı, en soğuk ay olarak Ekim’de ortalama 17,9°C, en sıcak ay olarak ise Ağustos’ta ortalama 29,9°C olarak ölçülmüştür. Toprak sıcaklığı 100 m olan kuyu derinliği için soğutma sürecinde ortalama 18,1°C olarak ölçülmüştür. Sistemin toprağa aktardığı ısının değişimi yapılan ölçüm ve hesaplamalar neticesinde dış hava sıcaklığı ile doğru orantılı olarak ve 16,80—17.10 kW arasında değiştiği görülmektedir. İncelenen süreçte deney odasının ısı kazancını karşılamak üzere, ölçülen dış hava sıcaklığının değişimine bağlı olarak akümülayasyon tankında 7,4—8,3°C sıcaklığında su hazırlanmaktadır. Bu süreçte kompresör, 2 adet sirkülasyon pompası ve fan coillerin tükettiği elektrik gücü toplamı ortalama 4,085 kWh’tır. Sistemin mahalden çektiği ısı ise dış hava sıcaklığı değişiminden nispeten daha fazla etkilenmekte olup bu değer dış hava sıcaklığı ile orantılı olarak 15,14—15,32 kW arasında değişim göstermektedir.



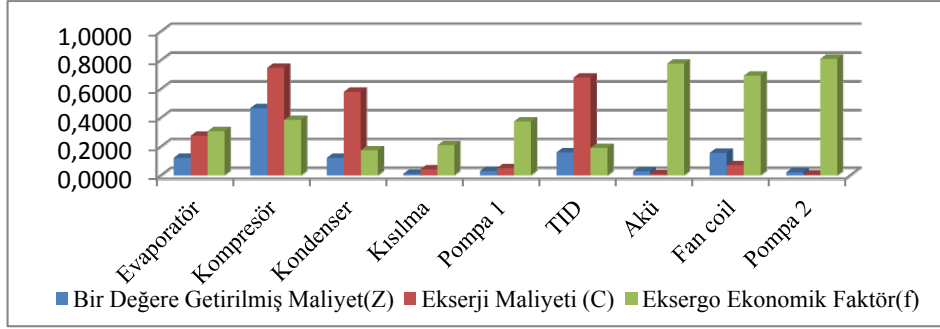
Şekil 7. Soğutma sezonu için elemanlara ait ekserji değerleri

Çizelge 4 ve Şekil 7 birlikte incelendiğinde; sistem elemanları ile ilgili ekserji analizi sonuçlarına göre en yüksek ekserji kaybı meydana gelen eleman 1,6539 kW ile kompresör olarak saptanmıştır. Kompresörden sonra en yüksek ekserji kaybı kondenserde 0,5647 kW, evaporatörde 0,5192 kW, TID’de 0,3867 kW olarak hesaplanmıştır.

Soğutma süreci için, Çizelge 3’de verilmiş olan değerlere bağlı olarak Bölüm 2’de kullanılan ekserji ekonomik eşitlikler yardımıyla sınırları belirlenen sistem ünitelerinin ekserji ekonomik analizi yapılmış ve bu değerler Çizelge 5’te verilmiştir.

Çizelge 5. Soğutma sürecinde ekserji ekonomik değerler

SİSTEM	Bir Değere Getirilmiş Maliyet(Z)	Ekserji Maliyeti (C)	Ekserji Ekonomik Faktör(f)	Ekserji Kaybı Oranı% (y _{ky})
Evaporatör	0,1208	0,2740	0,3060	14,04
Kompresör	0,4658	0,7464	0,3843	44,72
Kondenser	0,1208	0,5794	0,1725	15,27
Kısılma	0,0107	0,0407	0,2082	2,89
Pompa 1	0,0293	0,0491	0,3737	1,86
TID	0,1587	0,6784	0,1896	10,46
Akü	0,0276	0,0080	0,7753	1,48
Fan coil	0,1553	0,0694	0,6911	8,68
Pompa 2	0,0207	0,0049	0,8086	0,61



Şekil 8. Soğutma sezonu için elemanlara ait eksergo ekonomik değerler

Çizelge 5 ve Şekil 8 birlikte incelendiğinde; soğutma sürecinde bir değere getirilmiş maliyet en yüksek kompresörde 0,4658 \$/h olarak bulunmuştur. Bunu 0,1587\$/h ile TID takip etmektedir. Sistem elemanlarına ait ekserji maliyet dağılımı ise dış hava sıcaklığından etkilenmektedir. Ekserji maliyeti büyükten küçüğe kompresörde 0,7464\$/h, TID’de 0,6784 \$/h, kondenserde 0,5794 \$/h, evaporatörde 0,2740 \$/h olarak hesaplanmıştır. Eksergo ekonomik faktör değerleri ise; kompresörde %38,43, akümülyasyon tankında %77,53, TID’de %18,96, evaporatörde %30,60, kondenserde %17,25, fan coillerde %69,11 olarak hesaplanmıştır.

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada Mardin İli Midyat İlçesi’nde 120 m² taban alanına sahip bir deney odasının soğutulması amacıyla kurulmuş olan DTKIP deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışmada öncelikle düşük enerji tüketimi ve yakıttan tasarruf sağlayacak bir sistemin kurulumu ve analizi hedeflenmiştir. Yapılan çalışma enerji, ekserji ve eksergo ekonomik analizleri içermektedir. Deneylerde 1 Temmuz 2013-31 Ekim 2013 tarihleri “Soğutma Sezonu” olarak tanımlanmıştır. Bu süreçlerde dakika bazında veriler datalogger yardımıyla toplanarak soğutma sezonuna ait ortalama değerler tespit edilmiş ve buna bağlı olarak hesaplamalar yapılmıştır.

İncelenen süreçte sistem elemanlarında ısı ve ekserji kaybının en fazla kompresörde olduğu görülmektedir. Gerek enerji analizi gerekse ekserji analizi sonucunda sistem çalışmasının dış hava sıcaklığından etkilendiği görülmüştür. Eksergo ekonomik analiz sonuçlarına göre de kompresör en yüksek bir değere getirilmiş maliyet (0,4658 \$/h), ekserji maliyeti(0,7464\$/h) ve ekserji kaybı oranına(%44,72) sahip eleman olarak belirlenmiştir. Bu nedenle iyileştirmelere kompresörden başlamak gereklidir. Ayrıca yapılan çalışmada TID’de ısı kaybı yok kabul edildiğinden ve ekserji kaybı da ihmal edilebilecek seviyelerde olduğundan bu elemanla ilgili yapılacak en iyi çalışma ilk yatırım maliyetini düşürmeye yönelik çalışmalardır.

Sonuç olarak; toprak ısı değiştiricileri ve kazı maliyetleri düşürülürse ve yerli teknoloji ile ısı pompası üretilirse bu sistemlerin ülkemiz için kullanımı hem ekonomik hem de çevresel açıdan yararlı olacaktır. Sistemimiz gerek enerji tüketimini azaltmada gerekse sera gazlarının emisyonlarını düşürme bakımından oldukça etkilidir. Bununla beraber aynı iklim kuşağında olan Güneydoğu ve Akdeniz bölgelerinde bu tip sistemlerin kullanılmasının gerek ülkemizin ekonomisi gerekse çevre temizliği açısından faydalı olacağı düşünülmektedir. Bu tür sistemlerin kullanımının yaygın hale getirilmesi için daha fazla çalışmalar yapılmalı ve hükümetler tarafından desteklenmelidir.

REFERENCES / KAYNAKLAR

- [1] Kıncay, O. ve Temir, G., (2002). "Toprak ve Hava Kaynaklı, Isı Pompalı Sistemlerin Ekonomik İncelenmesi", Tesisat Mühendisliği Dergisi, 68: 31-37.
- [2] Hepbaşlı, A., Akdemir, O. ve Hancıoğlu, E.,(2003). "Experimental Study of a Closed Loop Vertical Ground Source Heat Pump System", Energy Conversion and Management, 44: 527-548.
- [3] Niğdelioğlu, O., (2006). "Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Dizaynı ve Teknoekonomik Performans Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi FBE, Kütahya.
- [4] Özgener, Ö., Hepbaşlı, A. ve Özgener, L., (2007). "A parametric Study on the Exergoeconomic Assessment of a Vertical Ground-Coupled(Geothermal) Heat Pump System", Building and Environment, 42: 1503-1509.
- [5] Esen, H., (2007). "Düşey Borulu Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Konut İklimlendirme Sistemlerinde Mevsimlik Davranışının Araştırılması", Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi FBE, Elazığ.
- [6] Akbulut U., (2012). "Yenilenebilir Enerji Kaynaklı Duvardan Isıtma ve Soğutma Sisteminin Teorik ve Deneysel İncelenmesi", Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi FBE, İstanbul.
- [7] Temir, G., Bilge, D.,(2004), "Thermodynamic Analysis of a trigeneration System", Applied Thermal Engineering, 25: 411-422.
- [8] Temir, G., Bilge, D.,(2004). "Isıl Sistemlerin Termodinamik Çözümlemesi", Termodinamik Dergisi, 6: 63-68.
- [9] Bejan A., Tsatsaronis., G., Moran, M., "Thermal Design and Optimization"1996