Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Destekli Duvardan Soğutma Sisteminin Enerjitik Performans İncelemesi

Uğur AKBULUT
Özgen AÇIKGÖZ
Olcay KINCAY

Abstract:

Extensive studies on ground-source heat pump systems' performance have been published in the literature. Coefficient of performance (COP) on heating and cooling modes significantly influences thermal energy economics for these systems. This study is an experimental investigation of a real building's heating and cooling system. Heating and cooling season analysis of a vertical ground-source heat pump (VGSHP) system with wall heating and cooling (WHC) is investigated. WHC systems are equipped with heating coils mounted on the walls, through which water is circulated. The system used is located in Yildiz Renewable Energy House (YREH) at Yildiz Technical University and fulfills the heating and cooling demands of both YREH and a living room in a neighboring dormitory. System parameters were recorded every second during the year 2010. For heating season, calculated overall system efficiency was 67.36%, while the GSHP unit's efficiency was 85%. In addition, overall system COP was 2.76, while the ground-source heat pump (GSHP) unit's COP was 4.13. As for the cooling season, calculated system efficiency was 74.90%, while the GSHP unit's efficiency was 80.76%. Furthermore, overall system COP was 4.38 while the GSHP unit's COP was 4.78. The heat extraction rate was 50 and the heat rejection rate 54 W/m of bore depth for the heating and cooling periods, respectively, which corresponds to the range already reported in the literature.

Key Words:

Energy Analysis, Vertical Ground Source Heat Pump System, Wall Heating And Cooling System, Renewable Energy, Cooling

ÖZET

Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemi (DTKIP) ile ilgili literatürde birçok yayın mevcuttur. Bu sistemlerin ısıtma ve soğutma amacıyla kullanılmaları durumunda gerçekleşen enerji performans katsayısı değerleri (COP) enerjinin ekonomik kullanımı hususunda oldukça etkilidir. Duvardan Isıtma ve Soğutma Sistemi (DISS) ise duvara monte edilmiş olan ve içerisinde ısıtma/soğutma suyunun dolaştırıldığı bataryalardan oluşmaktadır. Bu çalışmada bu iki sistemin birleşiminden oluşan DTKIP ile birlikte çalışan DISS'nin enerjitik performansı incelenmiştir. Bu inceleme gerçek bir binanın soğutma ihtiyacının karşılanması sürecinde yapılan teorik ve deneysel araştırmaya dayanmaktadır. Konu ile ilgili olarak soğutma sezonunda aylık olarak enerji analizi yapılmıştır. İncelenen sistem Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Yerleşkesinde bulunan, Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi'nde (YYEV) kurulu bulunmaktadır. Bu sistem YYEV'nin ve komşu yurt binasında bulunan toplantı odasının soğutma ihtiyacını karşılamaktadır. Sistem parametreleri 2010 yılı için saniye bazında kaydedilerek enerji analizi yapılmıştır. Soğutma sezonunda ısı pompası ünitesinin verimi %80.76 ve COPC değeri 4.78 iken sistemin bütününe ait verim değeri %74.90 ve COPC 4.38 olarak gerçekleşmiştir. Ayrıca sistemin birim ısı kuyusu derinliği başına attığı ısı enerjisi 54 W/m olup bu değer literatürde belirtilen sınırlar içinde kalmaktadır.

Anahtar Kelimeler: *Enerji Analizi, Dikey*

1. GİRİŞ

Fosil yakıtların giderek tükenmesi ve artan enerji talebi, ülkelerin enerji politikalarını yenilenebilir enerji kaynaklarını en üst düzeyde değerlendirecek şekilde yönlendirmelerine sebep olmaktadır. Bu kaynaklar son yılların en popüler araştırma alanlarından biri haline gelmiştir.

Birçok yenilenebilir enerji kaynakları arasında, DTKIP sistemleri önemli bir seçenek olarak kabul edilmektedir. DTKIP sistemleri bilindiği üzere ilk yatırım maliyetleri yüksek olmasına karşın çok makul elektrik tüketim bedelleri ve bakım maliyetleri sağlamaktadır-

lar. Ayrıca hava ve su kaynaklarından daha istikrarlı sıcaklık aralığında çalışmaları da önemli bir tercih sebebidir. Toprak, kışın hava sıcaklığından daha yüksek, yazları ise daha düşük bir sıcaklığa sahiptir. Bu durum DTKIP sistemlerinin, su ve hava gibi diğer kaynakları kullanan ısı pompası sistemlerine göre daha yüksek COP değerlerine sahip olmasına neden olmaktadır. DTKIP sistemleri toprağı ısıtma sezonunda ısı kaynağı, soğutma sezonunda ise bir tahliye yeri (ısı kuyusu) olarak kullanır. Ayrıca bu sistemler, düşük gürültü seviyesi, daha az yer işgali ve azalan sera gazı emisyonu sağlama özellikleriyle, konfor ve çevre sorunları açısından birçok avantaj getirirler. DTKIP sistemlerinin performanslarında son birkaç yılda önemli bir artış olmuştur.

Literatürde DTKIP sistemlerinin performanslarının derinlemesine incelendiği çalışmalar bulunmaktadır[1-4]. Urchueguia ve ark. [5] çalışmalarında toprak kaynaklı ısı pompalarının Avrupa'nın Akdeniz kıyılarında ısıtma ve soğutma amaçlı kullanılmaları halinde, ısıtma modunda çalışırken geleneksel sistemlere göre %43 ± 17 enerji tasarrufu sağladığını, soğutma modunda ise bu değerin %37±18 olduğunu belirtmişlerdir.

Dikici ve Akbulut [6], mahal ısıtma amacıyla güneş destekli ısı pompalarının kullanımını araştırmak için 60 m^2 toplam alana sahip bir test odasında deney düzeneği kurmuştur. Bu deney düzeneğinde toprak ısı değiştiricisi ve 11.1 m^2 yüzey alanına sahip düz plakalı güneş kolektörleri mevcuttur. Isıtma sezonunda sistemdeki suyun donmasını önlemek için, % 30 propilen glikol çözeltisi kullanılmıştır. Tüm sistemin COPH değeri 3.08, kolektör ekserji kaybı kaybı 1.92 kW, enerji verimi %65.6 ve ekserji verimi 30.8 olarak hesaplanmıştır.

Hwang ve ark. [7] Kore'deki Busan şehrinde bir okul binasında DTKIP sistemi kurmuşlardır. Sistemin kurulmasındaki amaç soğutma kapasitesinin belirlenmesidir. Sistem her biri 10HP kapasitesinde 10 adet ısı pompası ünitesi içermektedir. Daha yüksek enerji verimli bir toprak kaynaklı ısı pompası sistemi elde edilmesi için ısı pompalarına ait kompresörler invertör ile kontrol edilerek sabit sıcaklıkta su akışı sağlanmıştır. Isı kuyuları 175 m derinliğe sahip olup toplam 24 adettir. Sistem performansı ile ilgili parametreler izlenmiştir. Kompresörlerdeki elektrik tüketimi ve soğutma kapasitesine bağlı olarak COPH değerleri hesaplanmıştır. Buna göre %65 kısmi yükte ortalama COPC değeri 8.8, tüm sisteme ait COPC değeri 5.9 olarak hesaplanmıştır. Aynı kapasiteye sahip hava kaynaklı ısı pompası için ise ortalama COPC değeri 3.9, tüm sistem COPC değeri 3.4 olarak belirtilmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemi daha düşük kondenser sıcaklığında çalışmakta olup hava kaynaklı ısı pompasından daha verimlidir.

TKIP sistemi evsel ve endüstriyel yapılardaki kullanımları durumunda enerji ekonomisi sağlamaktadır. Bu sistemlerin performansı çevre şartları, kullanılan cihazlar ve yapılan teknik uygulamalardan etkilenerek oldukça değiştiği için bu konu üzerinde birçok çalışma yapılmaktadır. Isı pompası üniteleri evsel uygulamalarda kullanılan 5.5 kW'lık ünitelerden, endüstriyel uygulamalarda kullanılan 120 kW'lık ünitelere kadar değişik tiplerde üretilmektedir [8]. Sistem temel olarak toprağa gömülen boru döngüsü, ısı pompası ünitesi ve yapının ısı dağıtım siteminden oluşur. Konstrüksiyon bakımından daha az yer gerektiğinden ve daha verimli bir sistem olduğundan toprak ısı değiştiricisinin dikey olarak konumlandırılması yatay olarak yerleştirilmesinden daha çok tercih edilmektedir. DTKIP sistemlerine ait ısı ısı kuyusu derinliği 40 ila 150 m, çapı ise 0.075 ila 0.15 m arasında değişmektedir. Toprak hava ile mukayese edildiğinde daha stabil sıcaklıkta bir enerji kaynağı/kuyusu olduğundan, toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinden daha verimlidir.

Özgener ve ark. [9] İzmir deki uygulamaları için toprak ve hava kaynaklı ısı pompası sistemi COPH'lerini sırasıyla 3.64 ve 3.12 olarak ifade etmişlerdir. Ağustos ve ark.[10] ise İstanbul daki uygulamaları için aynı parametreleri 3.68 ve 3.30 olarak belirtmişlerdir. Bu sonuçlara bakılarak, kullanılan ısı pompası sistemine ait COP değerlerinin uygulamanın özelliklerine ve bulunduğu çevreye göre değiştiği açık olarak görülmektedir.

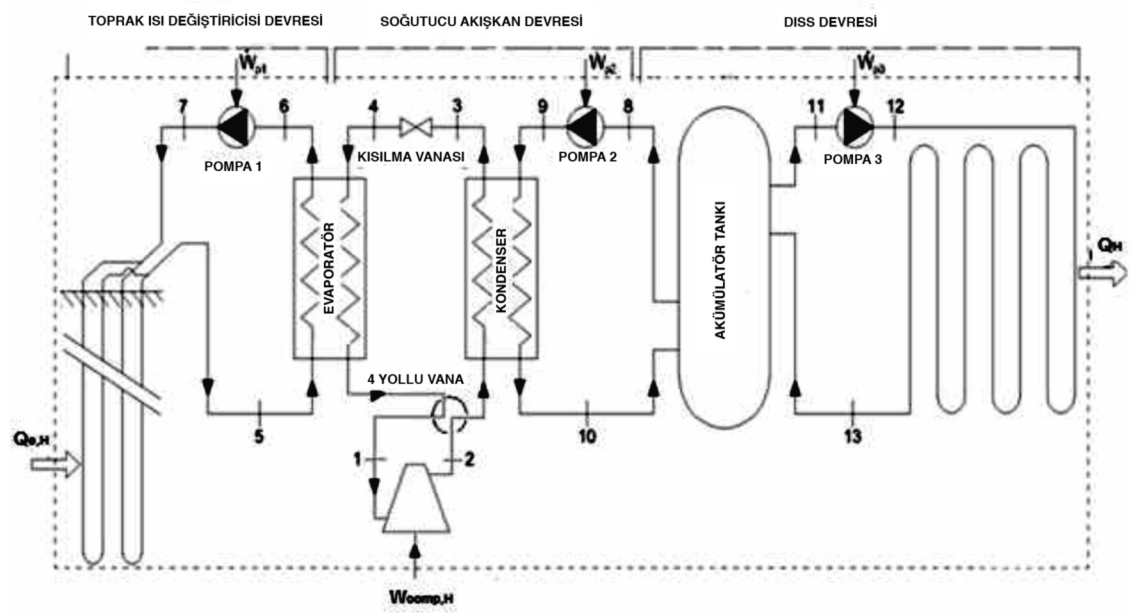
DISS, ısıtmada sürecinde düşük, soğutma da ise yüksek işletme sıcaklıklı bir sistem olduğundan konvansiyonel sistemlerle kıyaslandığında önemli miktarda enerji ekonomisi sağlar. Bazı teorik ve deneysel çalışmalarda tasarruf edilen enerji tasarrufunun %30'a ulaştığı vurgulanmaktadır. Sistemin avantajları ve dezavantajları ASHRAE Elkitabı'nda özetlenmiştir [11]. Buna göre sistemin ana avantajı konvansiyonel ısıtma ve soğutma sistemlerine göre ısının homojen yayıldığı ve hava hızının düşük olduğu daha yüksek ısıl konforlu ve iç hava kalitesine sahip yaşam ortamının sağlamasıdır. Ayrıca bu sistem düşük sıcaklıkla çalıştığından ısı geri kazanımı ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı uygulamalarına son derece uygundur. Sistemin ilk yatırım, bakım ve işletme giderleri düşüktür.

Ülkemizde DISS kullanımı henüz yaygınlaşmamıştır. Özellikle enerji tasarrufu bilincinin yaygınlaşması ile birlikte ısıtmanın nispeten düşük, soğutmanın ise yüksek sıcaklıklı ısı transfer akışkanlarının kullanıldığı sistemler yaygınlaşacaktır. Ayrıca bu tür sistemlerin yenilenebilir enerji kaynakları ile birlikte kullanımları kolaylık ve avantajlar sağlamaktadır.

DISS ile ilgili yapılan bilimsel çalışmalar genellikle ısıtılan ve soğutulan yüzeylere ait doğal konveksiyon katsayısının tespiti ile ilgilidir. Kapalı hacimlerdeki doğal konveksiyon probleminin çözüldüğü bu çalışmalarda yerden, duvardan ve çatıdan ısı yayılması incelenmektedir. DISS ile ilgili tüm literatür çalışmaları bu sistemin konforlu, ekonomik Ve yenilenebilir enerji kaynakları ile birlikte kullanılmaya son derece uygun olduğunu vurgulamaktadır. Ancak DTKIP sistemi ile birlikte çalışan gerçek bir DISS deneysel olarak incelenmemiştir. Bu çalışmada bu tip bir sistemin soğutma sezonu için analizi yapılmıştır. İncelen sistem, Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Yerleşkesinde bulunan YYEV'nde kurulu bulunmaktadır. Bu sistem YYEV'nin ve komşu yurt binasında bulunan toplantı odasının soğutma ihtiyacını karşılamaktadır. YYEV'de her biri 8 m^2 olan 4 oda mevcut olup bahsi geçen toplantı odası da 50 m^2'dir. Bu çalışma sürecinde soğutma sezonunda YYEV'ne ait 2 odada serinletme yapılmıştır. Sistem parametreleri 2010 yılı için saniye bazında kaydedilerek enerji analizi yapılmıştır.

2. SİSTEMİN TANITIMI

İncelenen sistem DTKIP destekli DISS olup şematik diyagramı Şekil 1'de verilmektedir. Bu sistem toprak ısı değiştiricisi devresi, ısı pompası ünitesi ve bina-



Şekil 1. Soğutma Sürecinde Sistemin Yapısı ve Çalışma Prensibi

daki DISS devresinden oluşmaktadır. Düşey tip toprak ısı değiştiricisi U tüp borulu olup 2 adet ısı kuyusu mevcuttur. Kuyuların derinliği 65 m ve çapı 0.15 m'dir. Toprak ısı değiştiricisinin imalinde düşey yönde 240 m, yatay yönde ise 45 m DN40 polietilen kompozit boru kullanılmıştır. Sistemde 3 adet sirkülasyon pompası ve 500 lt hacminde akümülasyon tankı mevcuttur. DISS sisteminin imalatında 840 m DN16 ve 40 m DN 20 polietilen boru kullanılmıştır. Sistemin test odasını soğutma sürecinde 24°C mertebesinde tutulması planlanmıştır. Cihaz serinletme sürecinde sadece sabit sıcaklıkla soğutma yapabilir şekilde programlanabildiğinden 18°C sabit su sıcaklığı seçilmiştir. Bu programlama ile hedeflenen konfor şartları sağlanırken serinletme sürecinde duvarlarda yoğuşma olmaması sağlanmıştır. Soğutma sürecinin analizinde 01.07.2010 ve 30.09.2010 tarihleri arasında toplanan veri kullanılmıştır. Cihazın online olma süresi 120 saat olup toplam soğutma sürecinin %5'ine karşılık gelmektedir.

Soğutma sürecinde sistemin yapısını ve çalışma biçimini gösteren şematik diyagram Şekil 1'de verilmiştir. Bu sistem temel olarak üç ayrı devreden oluşmaktadır: (i) toprak ısı değiştiricisi devresi, (ii) soğutucu akışkan devresi ve (iii) DISS devresi. Soğutma sürecinde YYEV'nin 2 adet odası serinletilmiştir. Isı pompası cihazının ısıtma çevriminden soğutma çevrimine geçişi bünyesinde bulunan dört yollu bir vananın çalışması gerçekleşmektedir. Soğutucu akışkan olarak R-410 A kullanılmıştır. İncelenen sistem İstanbul'da (41 °N, 29 °E), Yıldız Teknik Üniversitesi'ndeki YYEV'nde kurulu bulunmaktadır.

3. ENERJİ MODELİ

Genel olarak bir sistemde ısı girişinin ve enerji verimliliğinin hesabı kütle ve enerji dengesi eşitlikleri kullanılarak yapılır. İncelenen sistemde kararlı halde, sürekli akış prosesi mevcuttur. Bu duruma uygun olan kütle ve enerji eşitliği formları (1) ve (2) no'lu ifadeler ile verilmektedir. Giren kütle çıkan kütleye, giren enerji ise çıkan enerjiye eşittir.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \tag{1}$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_{in}\dot{h}_{in} = \dot{W} + \sum \dot{m}_{out}\,\dot{h}_{out} \tag{2}$$

Isı ve iş transferi sürecinde kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiğinde, enerji dengesi eşitliği (3) no'lu ifadedeki formu alır.

$$\sum \dot{m}_{in}\dot{h}_{in} = \sum \dot{m}_{out}\,\dot{h}_{out} \tag{3}$$

3.1. SOĞUTMA SÜRECİ

Sistemin soğutma sürecinde ortamdan çektiği ısı miktarı (soğutma yükü) $\dot{Q}_C$, (4) no'lu eşitlik,

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{w3}\,(h_{12} - h_{13}) \tag{4}$$

Soğutma sürecinde akümülatör tankına giren ve çıkan enerji miktarı sırasıyla (5) ve (6) no'lu eşitliklerde gösterilen formüllerle hesaplanır.

$$\dot{Q}_{AE,C} = \dot{m}_{w3}\,(h_{13} - h_{11}) \tag{5}$$

$$\dot{Q}_{AR,C} = \dot{m}_{w2}\,(h_8 - h_{10}) \tag{6}$$

Evaporatördeki ısı aktarımı ise (7) no'lu ifadeden elde edilir.

$$\dot{Q}_{eva,C} = \dot{m}_{ref}\,(h_2 - h_3) \tag{7}$$

Bu süreçte kompresöre verilmesi gereken enerji miktarını veren ifade (8) no'lu denklemde verilmiştir.

$$\dot{W}_{comp,C} = \dot{m}_{ref}\,(h_1 - h_2) \tag{8}$$

Isı pompasının kondenserinde atılan ısının hesabında ise (9) no'lu ifade kullanılır.

$$\dot{Q}_{con,C} = \dot{m}_{ref}\,(h_4 - h_1) \tag{9}$$

Sistemin soğutma sürecinde toprağa verdiği ısı miktarı (toprak ısı değiştiricisi yükü) $\dot{Q}_{r,c}$, (10) no'lu eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{r,C} = \dot{m}_{w1}\,(h_6 - h_5) \tag{10}$$

Isı pompası cihazının soğutma sürecindeki COP'si ise (11) no'lu eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$COP_{HP,C} = \frac{\dot{Q}_{con,C}}{\dot{W}_{comp,C}} \quad (11)$$

Soğutma sürecinde tüm sistemin performans katsayısı ($COP_{HP,C}$), soğutma yükünün kompresör ve sirkülasyon pompasında harcanan toplam güce oranı olup (12) no'lu eşitlik ile hesaplanır.

$$COP_{SYS,H} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_{comp,C}+\dot{W}_{p,1}+\dot{W}_{p,2}+\dot{W}_{p,3}} \quad (12)$$

4. BULGU VE TARTIŞMALAR

Sistemin analizi sürecinde hesaplamalar yapılırken toprak ısı değiştiricisindeki, kısılma vanasındaki ve izole edilmiş olan borulardaki enerji kayıpları ihmal edilmiştir. Sistem Bölüm 3'te sunulan şekilde modellenerek ve verilen termodinamik eşitliklerde Tablo 1'de sunulan veri kullanılarak enerjitik performansı gösteren sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar Tablo 2'de gösterilmiştir.

Soğutma süreci için yapılan inceleme 1 Temmuz-30 Eylül 2010 tarihinde toplanan veri kullanılmıştır.

Kurulan veri toplama sistemi ile saniye bazında veri toplanarak MySQL veritabanında depolanmıştır. Toplanan veri hesaplamaların yapılabilmesi için bazı yazılımlar kullanılarak yeniden düzenlenmiş ve aktarılmıştır. Soğutucu akışkan R-410'a ait termodinamik özellikler Solkane 6.0'dan alınmıştır. Suya ait termodinamik özellikler için ise EES (Limited Academic Version)'dan yararlanılmıştır. Hesaplamalar için özgüm Microsoft Excell çalışma sayfaları oluşturulmuştur. Analiz ve hesaplamalardan sonra soğutma süreci için sistemin kritik noktalarına ait ortalama kütlesel debi, sıcaklık, basınç, entalpi ve enerji akısı değerleri Tablo 1 verilmiştir. Ayrıca ürün enerji akısı, yakıt enerji akısı, enerji kayıpları ve enerjitik verimler Tablo 2 verilmiştir.

Soğutma sürecinde ısı pompası cihazının verimi %80.76 iken hesaplanan toplam sistem verimi %74.90'dır. Bu süreçte ısı pompası cihazına ait COP 4.78 iken sistemin bütününe ait COP 4.38 olarak bulunmuştur. Buna ek olarak sistemin enerji tüketim dağılımı: kompresörde 1.07 kW, toprak ısı değiştiricisi devresi pompasında 0.088 kW, akümülatör tankı sirkülasyon pompasında 0.097 kW ve DISS sirkülasyon pompasında 0.100 kW'dır.

Soğutma sürecinde toprağa verilen ısı ise (10) no'lu

Tablo 1. Soğutma Sürecinde Ölçülen Veri ve Hesaplanan Değerler

No	İncelenen nokta	ṁ[kg/s]	T[°C]	P[kPa]	h[kJ/kg]	Ė [kW]
1	Evaporator çıkışı/kompresör girişi	0.035	44.71	1668	450.21	15.757
2	Kondenser girişi/kompresör çıkışı	0.035	17.71	1113	431.75	15.111
3	Kondenser çıkışı	0.035	10.87	1113	233.27	8.164
4	Evaporator girişi	0.035	21.08	1668	233.27	8.164
5	Toprak ısı değiştiricisi çıkışı	0.44	20.80	250	87.27	38.399
6	Toprak ısı değiştiricisi girişi	0.44	24.59	243	103.10	45.364
7	Toprak ısı değiştiricisi pompası çıkışı	0.44	24.63	180	103.30	45.452
8	Sirkülasyon pompası girişi	0.57	17.66	250	74.14	42.260
9	Sirkülasyon pompası çıkışı	0.57	17.70	300	74.31	42.357
10	Akümülatör tankı girişi	0.57	14.53	293	61.05	34.799
11	Akümülatör tankı çıkışı	0.27	17.91	250	75.19	20.301
12	Isıtma suyu gidişi	0.27	18.00	300	75.56	20.401
13	Isıtma suyu dönüşü	0.27	24.26	250	101.70	27.459

Tablo 2. Soğutma Sürecinde Sistem Elemanlarının Enerjitik Analizi

Komponent	Ṗ [kW]	Ḟ [kW]	$\dot{E}_{loss}$[kW]	Energy efficiency %	COP
Kompresör	0.646	1.066	0.420	60.60	—
Kondenser	6.965	7.593	0.628	91.73	—
Kısılma vanası	8.164	8.164	0.000	100.00	
Evaporator	6.947	7.558	0.611	91.91	—
Toprak ısı değiştiricisi	7.053	7.053	0.000	100.00	—
Sirkülasyon pompası 1	0.088	0.130	0.042	67.69	—
Sirkülasyon pompası 2	0.097	0.130	0.033	74.54	—
Akümülatör tankı	7.158	7.461	0.304	95.93	—
Sirkülasyon pompası 3	0.100	0.130	0.030	76.85	—
DISS	6.373	7.068	0.685	90.29	—
Isı pompası cihazı	6.965	8.624	1.659	80.76	4.78
Tüm sistem	6.373	8.509	2.136	74.90	4.38

eşitlikten 7.05 kW olarak hesaplanmıştır. Pompalanan salamuranın kütlesel debisi tüm yıl boyunca ortalama olarak 1.584 m^3/h bulunmuş olup harcanan pompa gücü elde edilen birim ısıtma gücü başına 13.94 W/kW'dır. Literatürde TKIP sistemlerinde elde edilen soğutma kapasitesine göre toprak ısı değiştiricisinde harcanan gücün mukayese edilebileceği bir tablo mevcuttur [9, 12, 13]. Bu tabloya göre, birim soğutma kapasitesi (kW) başına 14 ve az watt pompa gücü harcanması durumu mükemmel, 14-21 makul, 21-28 vasat, 28-42 verimsiz ve 42'nin üzeri ise israf olarak nitelendirilmiştir.

Toprak ısı değiştiricisi performansı soğutma sürecinde ısı kuyusuna metre başına atılan ısı olarak ifade edilebilir. Bu sistemde soğutma sürecinde toprağa verilen ısı 54 W/m olarak bulunmuştur. Sanner ve ark.'nın çalışması [14] incelendiğinde, Orta Avrupa'da topraktan çekilen ısı akımının 40 ila 100 W/m arasında değiştiği ve ortalama olarak 55-70 W/m'de seyrettiği görülmektedir. Özgener ve arkadaşları [9] İzmir'deki sistemlerinde bu değerin 64.72 olduğunu belirtmişlerdir. Bulunan ısı değiştiricisi performansı literatüre uygundur.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma YTU-BAPK / 27-06-01-03 2007 nolu Bilimsel Araştırma Projesi Kapsamında yapılmıştır. Yazarlar incelenen tesisatın kurulması için sağladığı finansal destek için Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'ne teşekkürlerini sunar.

5. SONUÇ

Bu çalışmada Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Destekli Duvardan Isıtma ve Soğutma Sisteminin enerjitik performans incelemesi sunulmuştur. İnceleme sürecinde geniş bir MySQL veritabanı elde edilmiştir. Enerjitik analizden sonra sistem performansı literatürdeki bazı sistemlerle kıyaslanmıştır. Bazı önemli sonuçlar aşağıdaki gibidir:

(a) Toprak ısı değiştiricisi kapalı devresinde harcanan pompalama gücü durumu mükemmel kategorisine girmektedir.

(b) Toprak ısı değiştiricisi performansını niteleyen ısı atımı değeri 54 W/m olarak bulunmuş olup literatürde belirtilen aralığa uymaktadır.

(c) Soğutma sürecinde ısı pompası cihazının verimi %80.76 iken hesaplanan toplam sistem verimi %74.90 dır. Bu süreçte ısı pompası cihazına ait COP 4.78 iken sistemin bütününe ait COP 4.38 olarak bulunmuştur.

(d) Soğutma sürecinde sistemin enerji tüketim dağılımı: kompresörde 1.07 kW, toprak ısı değiştiricisi devresi pompasında 0.088 kW, akümülatör tankı sirkülasyon pompasında 0.097 kW ve DISS sirkülasyon pompasında 0.100 kW'dır.

SEMBOLLER

COP	*: performans katsayısı (boyutsuz)*
$\dot{E}$	*: enerji akısı (kW)*
$\dot{F}$	*: yakıt enerji akısı (kW)*
h	*: özgül entalpi (kJ/kg)*
$\dot{m}$	*: kütlesel debi (kg/s)*
P	*: basınç (kPa)*
$\dot{P}$	*: ürün enerji akısı (kW)*
$\dot{Q}$	*: ısı akısı (kW)*
T	*: sıcaklık (°C)*
$\dot{W}$	*: iş (kW)*

ALT İNDİSLER

AE	*akümülatör tankının çektiği*
AR	*akümülatör tankının verdiği*
C	*soğutma*
comp	*kompresör*
con	*kondenser*
e	*çekilen*
eva	*evaporator*
H	*ısıtma*
HP	*sı pompası*
in	*içeri*
loss	*kayıp*
out	*dışarı*
pump	*pompa*
r	*verilen*
ref	*soğutucu (R-410A)*
SYS	*sistem*
w	*su*

KAYNAKLAR

[1] HEPBAŞLI, A., "Thermodynamic analysis of a ground-source heat pump system for district heating", International Journal of Energy Research 7; pp. 671– 87, 2005.

[2] HEPBAŞLI, A., "Ground source heat pumps. In: Cutler J., Clevelan C.J, editors",The encyclopedia of energy, Vol. 3. pp. 97-106 Academic Press/Elsevier Inc. USA 2004.

[3] HEPBAŞLI, A., "Performance evaluation of a vertical ground source heat pump system in Izmir, Turkey", International Journal of Energy Research 26; pp. 1121-39, 2002.

[4] Bİ Y., CHEN L., WU C., "Ground heat exchanger temperature distribution analysis and experimental verification", Applied Thermal Engineering 22; pp. 183-9, 2002.

[5] URCHUEGUIA JF., ZACARES M., CORBERAN JM., MONTERO A., MARTOS J., WITTE H., "Comparison between the energy performance of a ground coupled water to water heat pump system and an air to water heat pump system for heating and cooling in typical conditions of the European Mediterranean coast", Energy Conversion Management 49; pp. 2917-2923, 2008.

[6] DİKİCİ A, AKBULUT A., "Performance characteristics and energy–exergy analysis of solar assisted heat pump system", Building and Environment 43; pp. 1961-1972, 2008.

[7] HWANG Y., LEE JK., JEONG YM., KOO KM., LEE DH., KİM IK., JİN SW., KİM SH., "Cooling performance of a vertical ground-coupled heat pump system installed in a school building", Renewable Energy 34; pp. 578-582, 2009.

[8] LUND JW., FREESTON DH., BOYD TL., "Direct application of geothermal energy: 2005 worldwide review", Geothermics 34; pp. 691–727, 2005.

[9] ÖZGENER Ö, HEPBAŞLI A, "Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems", Energy and Buildings 39; pp. 66-75, 2007.

[10] AĞUSTOS H., AÇIKGÖZ Ö., AKBULUT U., KINCAY O., "Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımında Güneş Enerji Desteğinin Araştırılması", TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi 106; pp. 47-53, 2008.

[11] ASHRAE. 2004, "ASHRAE Handbook-HVAC Systems and Equipment", Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.

[12] KAVANAUGH SP., "Field test of vertical ground-coupled heat pump in Alabama", ASHRAE Transactions Vol. 98 (2), pp. 607–616, 1992.

[13] KAVANAUGH SP., "Using existing standards to compare energy consumption of ground source heat pumps with conventional equipment" ASHRAE Transactions Vol. 98 (2) pp. 599–606, 1992.

[14] SANNER B., KARYTSAS C., MENDRİNOS D., RAYBACH L., "Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe", Geothermics 32; pp. 579–588, 2003.