

Ankara İli Şartlarında Düşey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi

Mustafa Bahadır ÖZDEMİR, Musa Galip ÖZKAYA

Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, 06500, ANKARA

(Geliş / Received : 12.02.2015 ; Kabul / Accepted : 02.04.2015)

ÖZ

Bu çalışmada, 20,7 m³'lük hacme sahip bir odayı ısıtmak ve soğutmak için 40 m sondaj derinliğine sahip düşey tip toprak kaynaklı bir ısı pompası (TKIP) kurulmuştur. Kurulan TKIP sisteminin enerji analizi ve ekserji analizi, sondaj derinliğinin fonksiyonu olarak ısıtma ve soğutma sezonu için belirlenmiştir. Isıtma mevsimi için ısı pompasının performans katsayısı COP_{ip} ve sistemin performans katsayısı COP_{sis} değerleri ise sırasıyla 3,85 ve 3,45 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca ısı pompası ünite bazında ekserji verimi %77, sistem bazında %71 'dir. Soğutma mevsimi için ısı pompasının performans katsayısı COP_{ip} ve sistemin COP_{sis} değerleri ise sırasıyla 3,12 ve 2,81 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca ısı pompası ünite bazında ekserji verimi % 78,6, sistem bazında % 70,8'tir.

Anahtar Kelimeler: Isı pompası, performans, ekserji

Energy and Exergy Analyses of the Vertical Type Ground-Sourced Heat Pump for Ankara Conditions

ABSTRACT

In this study, in order to heat and cool a room which has a volume-20,7 m³ a vertical type ground-sourced heat pump system that is of 40 m boring depth was established. The energy and exergy analysis of GSHP (ground-sourced heat pump) system was determined as a function of the boring depth for both heating and cooling seasons. The coefficient of performance of the heat pump (COP_{HP}) and the coefficient of performance of the system (COP_{sys}) for heating season was calculated as 3,85 and 3,45, respectively. Furthermore, while the exergy efficiency of the heat pump unit is 77%, the exergy efficiency of whole system is 71%. COP_{HP} and the COP_{sys} for cooling season was figured out as 3,12 and 2,81, respectively. Moreover, the exergy efficiency of the heat pump unit is 78,6%, the exergy efficiency of whole system is 70,8%.

Keywords: Heat pump, performance, exergy

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Son yıllarda ülkemizde de adını sıkça duymaya başladığımız ısı pompası sistemlerinde dış hava, toprak, nehir, göl suyu vb. düşük sıcaklık kaynaklarından alınan ısı, ısıtma sezonunda istenilen mahale aktarılmakta; soğutma sezonunda ise mahalden alınan ısı yüksek sıcaklık kaynağı olarak görev yapan dış hava, toprak, nehir ve göl suyuna transfer edilmektedir. Sıcaklık kaynağının seçiminde iklim şartları, coğrafik yerleşim, ilk yatırım maliyeti gibi pek çok faktör etkilidir. Ülkemizde hava kaynaklı ısı pompaları çok tanınmalarına rağmen toprak kaynaklı ısı pompaları yeni yeni tanınmaya başlamıştır. Isı pompaları, gerekli iyileştirmeler yapıldığı takdirde yüksek performansları ve düşük enerji tüketimleri ile enerjiye yüksek bedeller ödeyen, üstelik birbiri ardı sıra enerji krizleri yaşayan ülkemize ekonomik anlamda büyük katkı sağlayacaktır.

Bu konuya benzer bazı çalışmalar, İngiltere'de ilk ısı pompası ünitesi Norwich şirketinin elektrik bölümünde yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak SO₂ kullanılmış ve

ortalama ısıtma tesir katsayısı 3'e ulaşmıştır. Sonra başka bir deneme ünitesi yazın soğutma, kışın ısıtma amacı ile kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak Freon-12 kullanılmıştır ve ısıtma tesir katsayısı 5'e ulaşmıştır [1,2]. Catan ve Baxter, kuzey iklim uygulamalarında toprak kaynaklı ısı pompalarının ekonomik açıdan optimum analizini yapmışlardır. Çalışmada Pittsburgh'da bulunan 167 m²'lik bir ev için, yatay tip TID'si olan su kaynaklı ısı pompasının geleneksel hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) sistemlerine göre geri ödeme süresi 3 yıldan düşük bulunmuştur [3]. Kavanaugh ve arkadaşları yaptıklarının yaptığı çalışmada, nehir yada göl suyu kullanımının ısıtma veya soğutma modunda olması gereken ideal su sıcaklık aralıklarının rapor etmişlerdir. Isıtma modunda 13-24 oC aralığının kabul edilebilir, 29 oC'nin altındaki su giriş sıcaklarında ise performansının yüksek olduğunu, 13 oC'nin altındaki su giriş sıcaklıklarının ise soğutma amaçlı kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir [4,5]. Meloy, Cowlitz İlçesi Adliye Sarayının, indirekt olarak ısı kaynağı kuyu suyu olan su kaynaklı ısı pompası sisteminin dönüştürülmesi üzerine çalışmış ve dönüşüm

* Sorumlu Yazar (Corresponding Author)

e-posta:mbozdemir@gazi.edu.tr

Digital Object Identifier (DOI) : 10.2339/2015.18.4 269-280

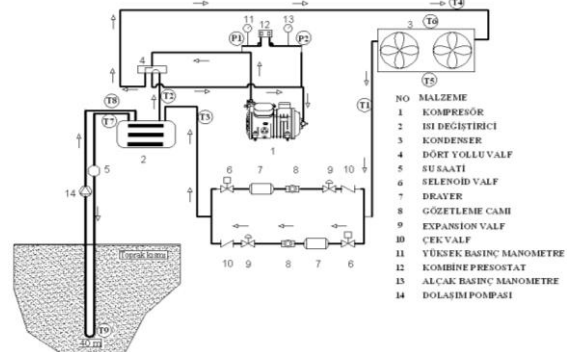
esnasında karşılaşılan sorunları belirtmiştir. Sistemin kurulduğu ilk yıl enerji tüketiminde %22 dolayında azalma sağlanmıştır [6]. Salah El-Din, Arabistan'da toprak sıcaklığının derinliğe bağlı olarak periyodik değişimini kullanarak iki yaklaşım geliştirmiştir. Bunlar; Sinüs Dalgası ve Fourier Serisi yaklaşımıdır. Bu çalışmada, toprağın yutuculuğu ve havanın özgül nemi arttığında toprak içerisindeki ısı akısı değerinin ve toprak sıcaklığının arttığı, buharlaşma oranı ve rüzgâr hızı arttığında ise toprak içerisindeki ısı akısı değerinin ve toprak sıcaklığının azaldığını tespit etmiştir [7]. Doherty vd., tarafından yapılmış olan çalışmada, ısıtma yükü 8 kW olan bir hacim için toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurulmuş, ısı taşıyıcı akışkan olarak R22, toprak ısı değiştiricisi olarak ise Düşey ve yatay spiral olmak üzere iki tip ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Isıtma mevsimi için yapılan deneylerde, Düşey toprak ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemin COP etki katsayısı, 2-4 değerleri arasında, yatay spiral ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemde COP değeri, 2,5-3 aralığında bulunmuştur [8]. Ataman, İstanbul Teknik Üniversitesinde "Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının (TKIP) Tasarımı" başlıklı Yüksek lisans çalışmasında, İstanbul Göztepe'de inşa edilen bir konutun TKIP ile ısıtılmasını ele almıştır [9]. Benli ve Durmuş yaptıkları çalışmada, Elazığ'da toprak kaynaklı ısı pompasının kullanıldığı serada, performans katsayısının, ısı pompası için 2,3-3,8 ve sistem için 2-3,5 değerleri arasında değiştiğini belirtmişlerdir [10]. Ersöz, Ege Üniversitesinde "Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Bir Hacmin Soğutulması" başlıklı Yüksek lisans çalışmasında, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü binası içerisinde bulunan bir dersliği, TKIP sistemi ile soğutmaya hedeflemiştir. Sistemin verimliliği, kızgın buhar soğutuculu ve kızgın buhar soğutucusuz olarak incelemiş; kızgın buhar soğutuculu ile yaklaşık 3,1 kızgın buhar soğutucusuz yaklaşık 2,1 olarak tespit etmiştir [11]. Kıncay ve Temir çalışmalarında, İstanbul Hadımköy'deki bir villanın ısı kaybı ve ısı kazancı değerleri bulunarak düşey tip TKIP ile hem ısıtma hem de soğutma için boyutlandırma hesapları yapmışlardır. Yaz sezonunda bir metre sondaj borusu ile toprağa verilen ısı 0,067 kW'tır. Düşey tip toprak kaynaklı ısı pompasının ilk yatırım maliyetinin hava kaynaklı sisteme göre % 6 daha yüksek, işletme maliyetinin % 43 daha düşük ve yıllık toplam maliyetinin ise %19 daha az olduğu bulunmuştur [12]. Ceylan vd. tarafından yapılan çalışmada, hava kaynaklı ısı pompalı bir kurutma fırınının elma kurutulmasında kullanımı incelenmiştir [13]. Özgener ve Hepbaşı çalışmalarında, sera ısıtması için, güneş destekli düşey TKIP sistemini kullanmışlardır. Performans katsayısının (COP) en iyi değeri, 7 Ocak 2004 günü, toprak kaynaklı ısı pompası için 3,14 ve sistem için 2,79 olarak ifade edilmiştir. 2003 yılı Aralık ayı ile 2004 yılı Mart ayları arasında alınan deneysel sonuçlara göre, ortalama COP değerlerinin, ısı pompası için 2,84 ve sistem için 2,27 olduğu belirtilmiştir [14]. Ünlü vd., Bursa Uludağ Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu

iklimlendirme soğutma laboratuvarında kurulan bir TKIP sistemi ile 18,22 m³ hacmindeki test odasını ısıtmışlardır. İncelenen sistem, Toprak ısı değiştiricisi (TID) ünitesi ve mekanik buhar sıkıştırma üniteden oluşmaktadır. TID ünitesi, 7,5 m² boyutlarında açılan 2 m derinlikteki bir çukur içerisine, 20 m uzunluğunda, 0.016 m çapında, 30 cm aralıklarla yatay olarak döşenmiş polietilen borularla oluşmuştur [15]. Acar yaptığı çalışmada, Denizli havzasında en uygun ısı pompası uygulama değerlerinin hangi jeolojik birimde ve derinlikte olduğu ve bunların zamanla nasıl değiştiğine ilişkin verilerin elde edilmesi üzerinde durmuştur. TKIP farklı uygulamaları da deneysel olarak incelenmiştir. Böylece gelişmiş ülkelerde kullanımı hızla yaygınlaşan TKIP'lerinin Türkiye'de kullanımı da bu alandaki bilgi ve veri eksikliğinin giderilmesiyle artacağını belirtmiştir [16]. Elbir A. Süleyman Demirel Üniversitesinde yaptığı yüksek lisans çalışmasında, Göller Bölgesi (Antalya, Burdur ve Isparta) için toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji analizi yapmıştır. Isı pompasının elemanları olan kompresör, kondenser, kısma vanası, evaporatör, tank ve pompanın ekserji kaybı oranları ısıtma yapılan kış ayları için hesaplamıştır [17].

Bu çalışmada R407c soğutucu akışkanı kullanılan TKIP'nin Ankara şartlarındaki performansını ısıtma ve soğutma mevsimlerinde deneysel olarak incelenecektir. Yapılacak çalışma uzun dönem kullanımlı bir alternatif soğutucu akışkan olan R-407c'nin Ankara şartlarında ısı pompasındaki performansı belirlenecektir. Ayrıca deneysel veriler diğer araştırmacı ve uygulayıcılar için rehber olarak kullanılabilir.

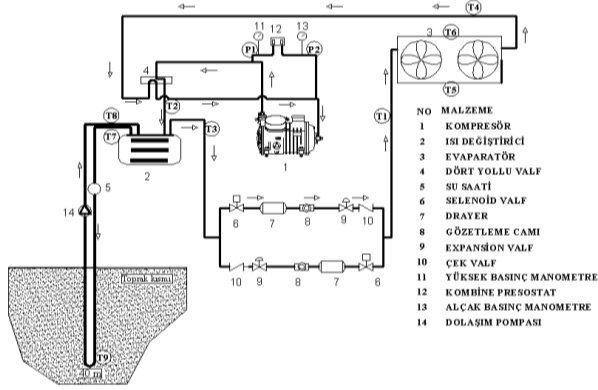
2. DENEY DÜZENİĞİ (EXPERIMENTAL SETUP)

Kurulan deney seti ile 20.7 m³ bir çalışma odasının TKIP yardımıyla soğutulması ve ısıtılması amaçlanmıştır. Sistem su-antifriz karışımının toprakta dolaştığı 40 m sondaj derinliğinde U-borulu TID çevrimi, soğutucu akışkan çevrimi, hava çevrimi olarak üç ana kısımdan oluşmaktadır. Tasarlanan sistemin şematik görünümü ısıtma mevsimi için Şekil 1'de, soğutma mevsimi için şekil 2'de gösterilmiştir. Isıtma ve soğutma durumlarının dönüşümünü sağlamak için dört yönlü vana kullanılmıştır.



Şekil 1. Isıtma mevsimi için şematik görünüm (schematic view for heating season)

Kısa şartlarında, TID içerisindeki su-antifriz karışımı ısıyı topraktan çekerek, ısıtılacak ortama atmaktadır. TID çevriminde, toprakta dolaştırılan su-antifriz karışımı topraktan ısı çekerek soğutma akışkan çevrimi buharlaştırıcısına ısıyı aktarır, buharlaştırıcıda soğutucu akışkan buharlaştıktan sonra kompresör tarafından yoğuşturucuya basılır ve akışkan yoğuşturucuda ısısını, ortamı ısıtacak olan havaya atarak yoğuşur. Bir fan sayesinde yoğuşturucuyla temas eden hava, odaya üflenerek ortam ısıtılır.



Şekil 2. Soğutma mevsimi için şematik görünüm (Schematic view for the cooling season)

Soğutma mevsiminde çevrim tam tersine çalışarak, buharlaştırıcının oda havasından çektiği ısı TID vasıtasıyla toprağa atılır. Sistem bileşenleri ve özellikleri Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Sistemin bileşenleri ve özellikleri (The components and features of the system)

Yer: Ankara, Türkiye (Enlem 39.56 °K; Boylam 32.14 °D)	
<i>Yıllık ortalama hava bilgisi:</i>	
Ortalama dış hava sıcaklığı	287.5K
Ortalama toprak sıcaklığı (1 m)	288.6K
<i>Isıtılacak ortam bilgisi:</i>	
Hacim	20.7 m ³
Konfor sıcaklığı	293 K
<i>Isı pompası bilgisi:</i>	
Kapasite	1.85 kW
Kompresör tipi/gücü	Hermetik/ 1 HP, 0.736 kW
Buharlaştırıcı tipi	HS 10; Kontherm
Yoğuşturucu tipi	Alfa-laval AC30-30EQ Plakalı ısı değiştirici
Yoğuşturucu fanı	1046 m ³ /h
Soğutucu akışkan	R407c
<i>Toprak ısı değiştiricisi bilgisi:</i>	
Isı değiştirici tipi	Düşey / U-boru
U-borusu malzemesi	Polietilen, SDR-11
U-boru uzunluğu	80 m
U- boru çapı	32 mm
<i>Dolaşım pompası bilgisi:</i>	
Tip	Rio-C25-70
Güçler	40, 62, 83 W (kademe güçleri mi?)

BELİRSİZLİK ANALİZİ (UNCERTAINTY ANALYSIS)

Belirsizlik analizi verilen bilgilerin doğruluk sınırlarını belirler. Isı pompasında kullanılan 3 ölçüm cihazının standart sapmaları göz önünde bulundurularak belirsizlikleri Eş. 1-5’ten hesaplanmış ve Çizelge 1’de verilmiştir.

$$X_M = \frac{1}{N} \sum X_i \quad (1)$$

$$V = \frac{1}{N-1} \sum (X_i^2 - X_M^2) \quad (2)$$

$$S = \sqrt{V} \quad (3)$$

$$a = \frac{1}{\sqrt{N}} \quad (4)$$

$$U = \sqrt{\sum_{i=1}^R a_i^2 S_i^2} \quad (5)$$

Eşitliklerde “XM” gözlemlerin aritmetik ortalaması, “Xi” yapılan gözlemler, “N” gözlem sayısı, “a” hassasiyet,

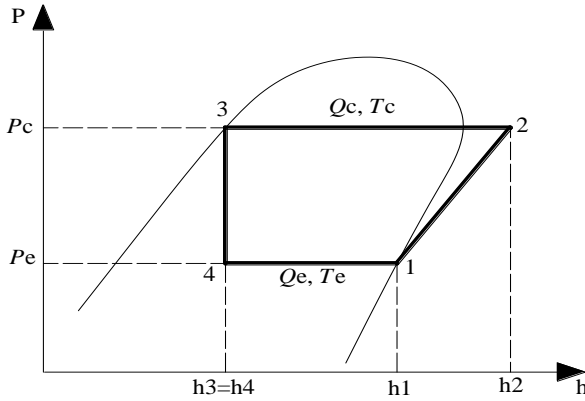
Çizelge 1. Ölçü aletlerinin hassasiyeti ve belirsizliği (Sensitivity and uncertainty of measurement devices)

Cihaz	Marka	Hassasiyet	Ölçme belirsizli
Sıcaklık sensörü	Elimko	$\pm 1^\circ\text{C}$	$\pm 0.93^\circ\text{C}$
Basınç sensörü	Elimko	$\pm 0.5 \text{ bar}$	$\pm 0.51 \text{ bar}$
Hava hızı sensörü	Testo	$\pm 0.01 \text{ m/s}$	$\pm 0,02 \text{ m/s}$

3. TEORİK ANALİZ (THEORETICAL ANALYSIS)

3.1. Enerji Analizi (Energy Analysis)

Düşük sıcaklıkta bir ortamdan yüksek sıcaklıkta bir ortama ısı enerji aktaran makinelere soğutma makinesi denir. Isınma veya soğutma amacıyla, ısıyı bir yere başka bir yere taşıma işlemini gerçekleştiren cihazlara ise ısı pompası denir. Isı pompaları ve soğutma makineleri aynı çevrimi gerçekleştirirler. Isı pompası ve soğutma makinesi sistemlerinde en fazla kullanılan sistem buhar sıkıştırma soğutma (BSS) çevrimleridir. Buhar sıkıştırma çevrimlerinde, bir miktar soğutucu akışkan sırasıyla yoğuşturulup buharlaştırılır. Şekil 3'te buhar sıkıştırma sisteminin p-h diyagramı görülmektedir[19].



Şekil 3. Buhar sıkıştırma sisteminin p-h diyagramı (P-h diagram of a vapor compression system)

Şekil 3'te görüldüğü gibi çevrim esnasındaki yoğuşma ile buharlaşma işlemleri sırasındaki basınçlara sırasıyla yoğuşma (P_c), buharlaşma (P_e) basıncı; sıcaklıklara yoğuşma (T_c), buharlaşma (T_e) sıcaklıkları denir.

BSS çevriminde sürekli akışın olduğu elemanlar mevcuttur. Bir girişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu (birim kütle için birinci yasa) Eş. 6 ile ifade edilir.

$$q - w = \Delta h + \Delta ke + \Delta pe \quad (6)$$

Burada q ve w sırasıyla birim kütle için ısı geçişi ve işi; Δke ve Δpe ise sırasıyla kinetik ve potansiyel enerjileri ifade etmektedir. BSS'de dolaşan soğutucu akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri, iş ve ısı geçişlerine oranla çok küçük olduğu için ihmal edilebilir. Bu durumda, sürekli akışlı açık sistemin birim kütle için enerjinin korunumu Eş. 7 ile ifade edilir.

$$q - w = h_\xi - h_g \quad (7)$$

Şekil 3'te anlaşıldığı üzere, kompresörde adyabatik olarak ($q=0$) dışarıdan iş alınmaktadır. Bu durum için Eş. 7 yeniden düzenlenerek kompresörün çektiği enerji,

\dot{W}_k , Eş. 8 ile bulunabilir;

$$\dot{W}_k = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (8)$$

burada, \dot{m} , sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisini ve h_1 ile h_2 sırasıyla akışkanın kompresör giriş ve çıkışındaki entalpileridir. Eş. 8 aşağıdaki şekilde düzenlenerek sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi hesaplanabilir;

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_k}{(h_2 - h_1)} \quad (9)$$

Yoğuşurucu ve buharlaştırıcıda iş etkileşimi yoktur ($w=0$). Bu durumda yoğuşurucudan dış ortama atılan enerji \dot{Q}_c , ve buharlaştırıcıda çekilen enerji miktarı, \dot{Q}_e , sırasıyla aşağıdaki eşitliklerle belirlenebilir;

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (11)$$

Eşitliklerde h_3 ve h_4 , sırasıyla yoğuşurucu çıkışındaki ve buharlaştırıcı girişindeki akışkanın entalpisi. BSS'nin soğutma performans katsayısı, COP , buharlaştırıcıda çekilen enerjinin kompresörde harcanan enerjiye oranıdır ve Eş. 12 ile belirlenir;

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{cp}} \quad (12)$$

4.1.2. Isıtma mevsimi enerji analizi (Energy analysis for the heating season)

Isı pompası ünitesinin ısıtma performans katsayısı COP_{IP} Eş. 13 ile sistemin ısıtma performans katsayısı COP_{SIS} Eş. 14 ile hesaplanır.

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_k} \quad (13)$$

$$COP_{SIS} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_k + \dot{W}_{bf} + \dot{W}_{sp}} \quad (14)$$

Burada; kompresörün şebekeden çektiği güç \dot{W}_k , buharlaştırıcı fanının şebekeden çektiği güç \dot{W}_{bf} , dolaşım pompasının şebekeden çektiği güç \dot{W}_{sp} sisteme bağlanan akıllı elektrik sayacı ile ölçülmüştür.

Yoğuşturucudan havaya transfer olan ısı miktarı \dot{Q}_c , Eş. 15 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{hava} c_{p,hava} (T_{\zeta,hava} - T_{g,hava}) \quad (15)$$

Eş. 15'te \dot{m}_{hava} havanın debisini (kg/s), $c_{p,hava}$ havanın özgül ısısını (kJ/kg°C), $T_{\zeta,hava}$ havanın buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığını (°C), $T_{g,hava}$ havanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığını (°C) göstermektedir. Havanın debisi Testo 435 hava hızı ölçüm cihazı ile belirlenmiştir.

Toprak ısı değiştiricisi içerisinde dolaştırılan su+antifriz karışımı tarafından topraktan çekilen ısı miktarı (Q_{TID}) Eş. 16 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{TID} = \dot{m}_{sa} c_{p,sa} (T_{g,sa} - T_{\zeta,sa}) \quad (16)$$

Burada; \dot{m}_{sa} su+antifriz karışımının debisi, $c_{p,sa}$ su+antifriz karışımının özgül ısısını, $T_{\zeta,sa}$ buharlaştırıcıdan toprağa giden su+antifriz karışımının sıcaklığını, $T_{g,sa}$ topraktan buharlaştırıcıya giren su+antifriz karışımının sıcaklığını göstermektedir.

4.1.3. Soğutma mevsimi enerji analizi (Energy analysis for cooling season)

Isı pompası ünitesinin soğutma performans katsayısı COP_{IP} Eş. 17 ile sistemin soğutma performans katsayısı COP_{SIS} Eş. 18 ile hesaplanır.

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_k} \quad (17)$$

$$COP_{SIS} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_k + \dot{W}_{bf} + \dot{W}_{sp}} \quad (18)$$

Isıtma mevsimi için aynı açıklamalar yapılmıştır. Buharlaştırıcıdan odaya transfer olan ısı miktarı Q_e , Eş. 19 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{hava} c_{p,hava} (T_{g,hava} - T_{\zeta,hava}) \quad (19)$$

Toprak ısı değiştiricisi içerisinde dolaştırılan su+antifriz karışımı tarafından toprağa atılan ısı miktarı \dot{Q}_{TID} Eş. 16 ile hesaplanır.

3.2. Ekserji Analizi (Exergy Analysis)

Ekserji bir sistemin verilen bir durumda sahip olduğu kullanılabilir iş potansiyelini ve herhangi bir termodinamik yasaya aykırı olmaksızın sağlayabileceği maksimum işi ifade eder. Ayrıca ekserji analizi, bir sistemin enerji niteliğinin yol açtığı verim kayıplarının belirlenmesine yardım eder [20].

Genel ekserji korunumu Eş. 20 ile ifade edilir.

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_{\zeta} = \dot{E}x_k \quad (20)$$

Burada, ($\dot{E}x_g - \dot{E}x_{\zeta}$) ısı, iş ve kütle yoluyla olan net ekserji transferi miktarı, $\dot{E}x_k$ ekserji kaybı miktarı olup Eş. 21 ile ifade edilir.

$$\dot{E}x_{isi} - \dot{E}x_{i\zeta} + \dot{E}x_{k\zeta,g} - \dot{E}x_{k\zeta,\zeta} = \dot{E}x_k \quad (21)$$

Eş. 23 kullanılarak genel ekserji korunumu Eş. 22 ile ifade edilir.

$$\sum (1 - \frac{T_o}{T_{kay}}) \dot{Q}_{kay} - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_{\zeta} \psi_{\zeta} - \dot{E}x_k \quad (22)$$

Burada, \dot{Q}_{kay} , kaynak bölgesinde T_{kay} sıcaklığında sınır boyunca olan ısı transferini, \dot{W} iş miktarını, ψ akış ekserjisini, h entalpiyi, s entropiyi ve sıfır alt indisi P_0 , T_0 durumundaki ölü şartları göstermektedir.

Burada ψ değeri Eş. 23 ile ifade edilir.

$$\psi = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (23)$$

Literatürde, ekserji verim eşitlikleri için çok çeşitli ifadeler mevcuttur. Bunlar arasında daha çok kullanılan oransal verim veya ortalama oransal verim tarifi, Kotas tarafından Eş. 24 ile ifade edilmiştir [15].

$$\eta_{o,v} = \frac{\dot{E}x_{kazanilan,\zeta}}{\dot{E}x_{kullanilan}} \quad (24)$$

Burada, $\dot{E}x_{kazanilan,\zeta}$ sistemden transfer olan tüm ekserjinin toplamıdır, bu değer pozitifdir. $\dot{E}x_{kullanilan}$ ise herhangi bir işlem için gerekli olan ekserji giriş miktarıdır.

Eş. 26 ısı pompası sistemleri için Eş. 25 ile ifade edilir.

$$\eta_{o,v,ip} = \frac{\dot{E}x_{isi}}{\dot{W}_{gercek,g}} \quad (25)$$

Burada, her terim pozitif olup $\dot{E}x_{isi}$ birim zamanda sisteme ısı yoluyla giren ekserji transferi, $\dot{W}_{gercek,g}$ ise birim zamanda sisteme giren gerçek iş miktarıdır. Yukarıda verilen eşitlikler kullanılarak TKIP sisteminin bileşenleri için korunum eşitlikleri elde edilir.

4.2.1. Isıtma mevsimi ekserji analizi (Exergy analysis of the heating season)

Ekserji analizinde kullanılacak karakteristik noktaların yerleri, Şekil 1' de gösterilmiştir. Sistem üzerinde kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, genişleme valfi, buharlaştırıcı fanı ve toprak ısı değiştiricisi için ekserji analizi yapılmıştır [21].

Kompresör için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{soğ} \quad (26)$$

$$\dot{E}x_{k,komp} = \dot{m}_{soğ} (\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{komp} \quad (27)$$

Yoğuşturucu için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{soğ}; \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{sa} \quad (28)$$

$$\dot{E}x_{k,yoğ} = \dot{m}_{soğ} (\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_{sa} (\psi_6 - \psi_5) \quad (29)$$

Buharlaştırıcı için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{soğ} , \quad (30)$$

$$\dot{E}x_{k,buh} = \dot{m}_{soğ} (\psi_4 - \psi_1) + \dot{m}_{hava} (\psi_8 - \psi_7) . \quad (31)$$

Genleşme valfi (gv) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{soğ} , \quad (32)$$

$$\dot{E}x_{k,gv} = \dot{m}_{soğ} (\psi_4 - \psi_3) . \quad (33)$$

Yoğuşturucu fanı (yf) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_{hava,g} = \dot{m}_{hava,\zeta} = \dot{m}_{hava} , \quad (34)$$

$$\dot{E}x_{k,yf} = \dot{m}_{hava} (\psi_5 - \psi_6) - \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_{iç,hava}}\right) \quad (35)$$

Toprak ısı değiştiricisi (TID) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{sa} , \quad (36)$$

$$\dot{E}x_{k,TID} = \dot{m}_{sa} (\psi_7 - \psi_8) - \dot{Q}_{TID} \left(1 - \frac{T_0}{T_{toprak}}\right) . \quad (37)$$

4.2.2. Soğutma mevsimi ekserji analizi (Exergy analysis of the cooling season)

Ekserji analizinde kullanılacak karakteristik noktaların yerleri, Şekil 2’ de gösterilmiştir. Sistem üzerinde kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, genleşme valfi, buharlaştırıcı fanı ve toprak ısı değiştiricisi için ekserji analizi yapılmıştır [22].

Kompresör için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{soğ} , \quad (38)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{soğ} , \quad (42)$$

$$\dot{E}x_{k,buh} = \dot{m}_{soğ} (\psi_4 - \psi_1) + \dot{m}_{hava} (\psi_6 - \psi_5) .$$

Genleşme valfi (gv) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{soğ} , \quad (43)$$

$$\dot{E}x_{k,gv} = \dot{m}_{soğ} (\psi_4 - \psi_3) . \quad (44)$$

Buharlaştırıcı fanı (bf) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_{hava,g} = \dot{m}_{hava,\zeta} = \dot{m}_{hava} , \quad (45)$$

$$\dot{E}x_{k,bf} = \dot{m}_{hava} (\psi_5 - \psi_6) - \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_{iç,hava}}\right) . \quad (46)$$

Toprak ısı değiştiricisi (TID) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{sa} , \quad (47)$$

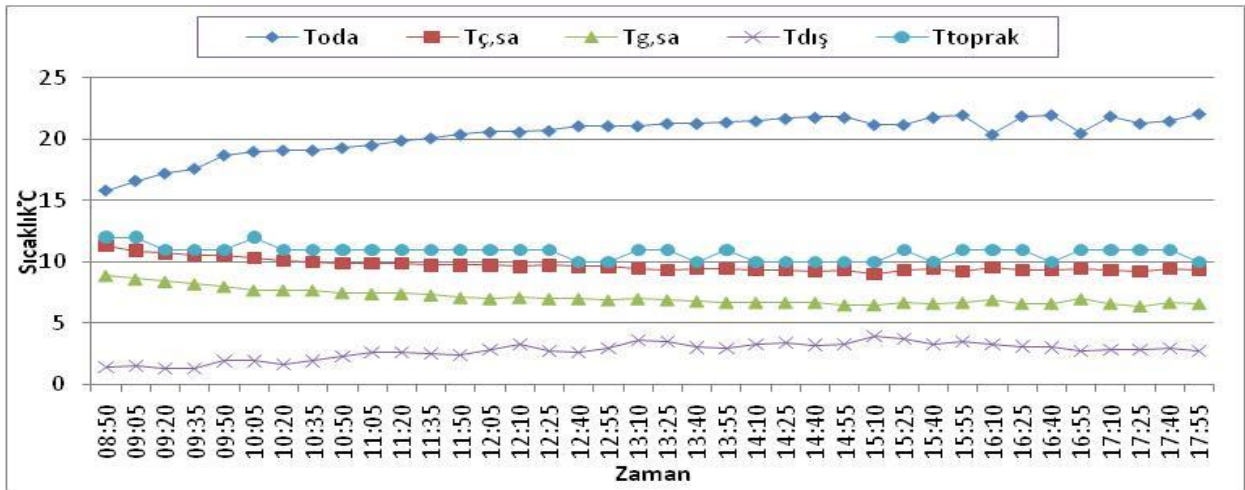
$$\dot{E}x_{k,TID} = \dot{m}_{sa} (\psi_7 - \psi_8) - \dot{Q}_{TID} \left(1 - \frac{T_0}{T_{toprak}}\right) . \quad (48)$$

4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER (RESULTS AND DISCUSSIONS)

4.1. Isıtma Mevsimi (Heating Session)

Deneyler aralık, ocak ve şubat aylarında gerçekleştirilmiştir. Sistem performansını incelemek için deney sonuçlarının ortalaması kullanılmıştır.

TKIP sisteminin çalıştırılmasıyla elde edilen çevre ($T_{dış}$), iç ortam (T_{oda}), toprak (T_{toprak}) ve su-antifriz karışımının giriş ($T_{g,sa}$), çıkış ($T_{ç,sa}$) sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi Şekil 4’te verilmiştir.



Şekil 4. $T_{dış}$, T_{oda} , T_{toprak} , $T_{g,sa}$, $T_{ç,sa}$ sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi (Variation of $T_{dış}$, T_{oda} , T_{toprak} , $T_{g,sa}$, $T_{ç,sa}$ by the time)

$$\dot{E}x_{k,komp} = \dot{m}_{soğ} (\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{komp} . \quad (39)$$

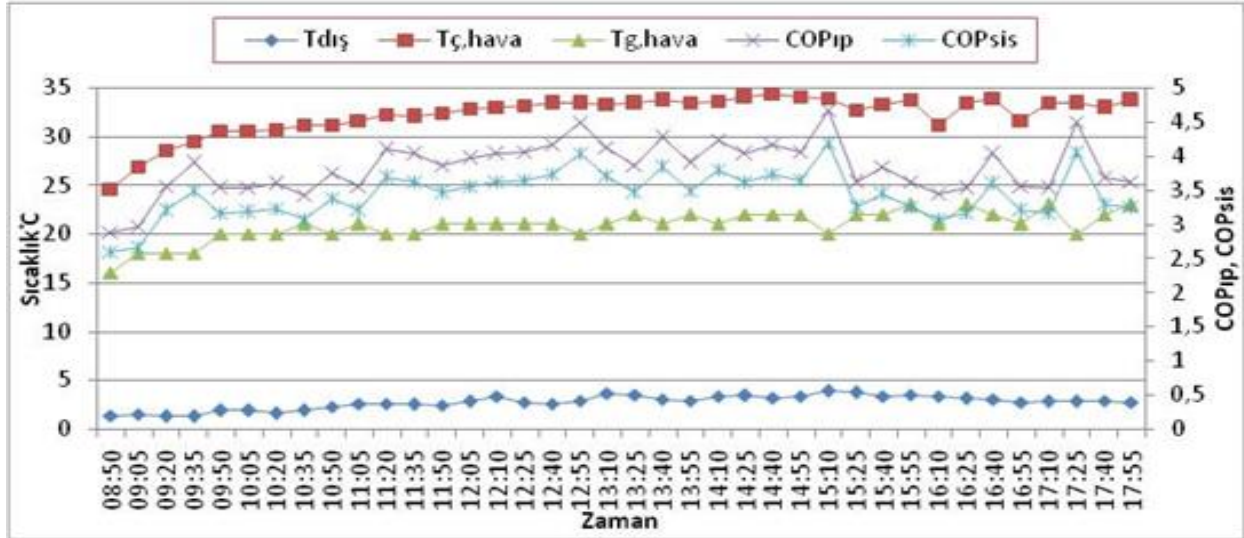
Yoğuşturucu için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{soğ} ; \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{sa} , \quad (40)$$

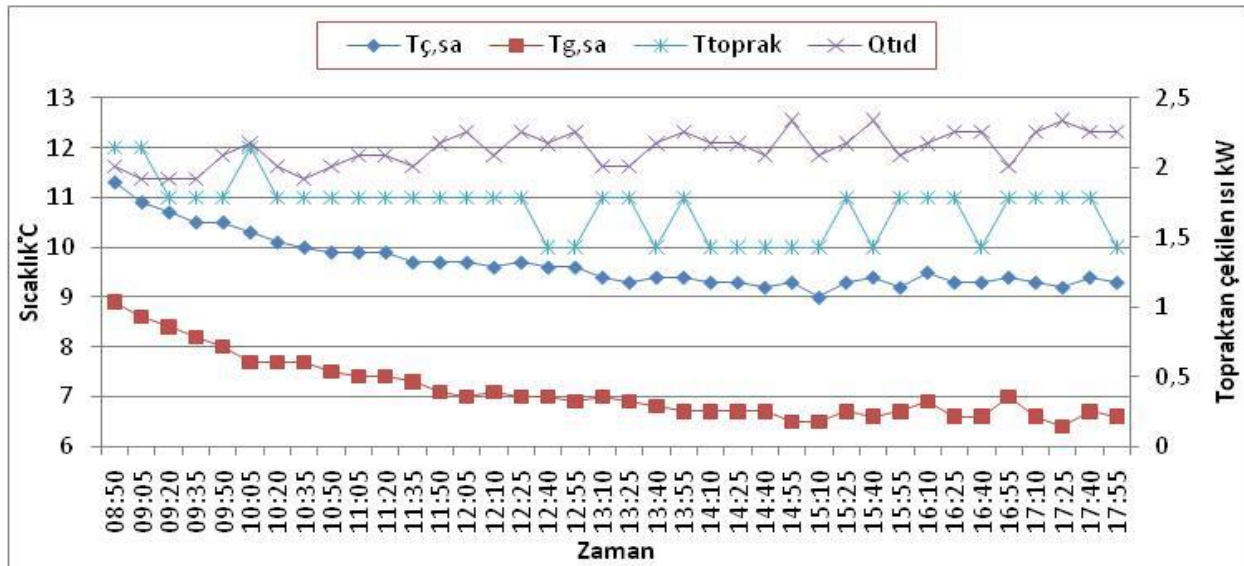
$$\dot{E}x_{k,yoğ} = \dot{m}_{soğ} (\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_{sa} (\psi_8 - \psi_7) . \quad (41)$$

Buharlaştırıcı için ekserji kaybı:

Şekil 5’te ısıtma periyodunda $T_{dış}$, $T_{ç,hava}$ ve $T_{g,hava}$ sıcaklıkları ile COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin değişimleri gösterilmiştir.



Şekil 5. $T_{c,hava}$, $T_{g,hava}$ sıcaklıkları ile COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin zamana bağlı değişimleri (Temperatures of $T_{c,hava}$, $T_{g,hava}$ and COP_{ip} and COP_{sis} change by the time)



Şekil 6. $T_{c,toprak}$, $T_{g,toprak}$, T_{toprak} ve Q_{td} değerlerinin zamana göre değişimleri (Variation of $T_{c,toprak}$, $T_{g,toprak}$, T_{toprak} and Q_{td} by the time)

$T_{c,hava}$ ve $T_{g,hava}$ sıcaklıklarının ortalaması ise 32,25 °C ve 20,79 °C olmuştur. Bu sıcaklıklarda COP_{ip} ve COP_{sis} değerleri ise sırasıyla 3,55 ve 3,26 olarak hesaplanmıştır.

Sistemde dolan su-antifriz karışımının toprağa giriş, çıkış sıcaklıkları ile çevre sıcaklığının ve toprağa atılan ısı miktarının zamana göre değişimi Şekil 6.'da verilmiştir.

Deney süresince toprağa atılan maksimum ısı 2,34 kW değerinde iken, ortalama olarak bu değer 2,12 kW olarak gerçekleşmiştir.

Ekserji hesaplamalarında ölü hal sıcaklığı 25 °C olarak alınmıştır. Isıtma mevsimi için yapılan ekserji analizinde elde edilen sonuçlar ve bazı fiziksel özellikler Çizelge 2'de verilmiştir.

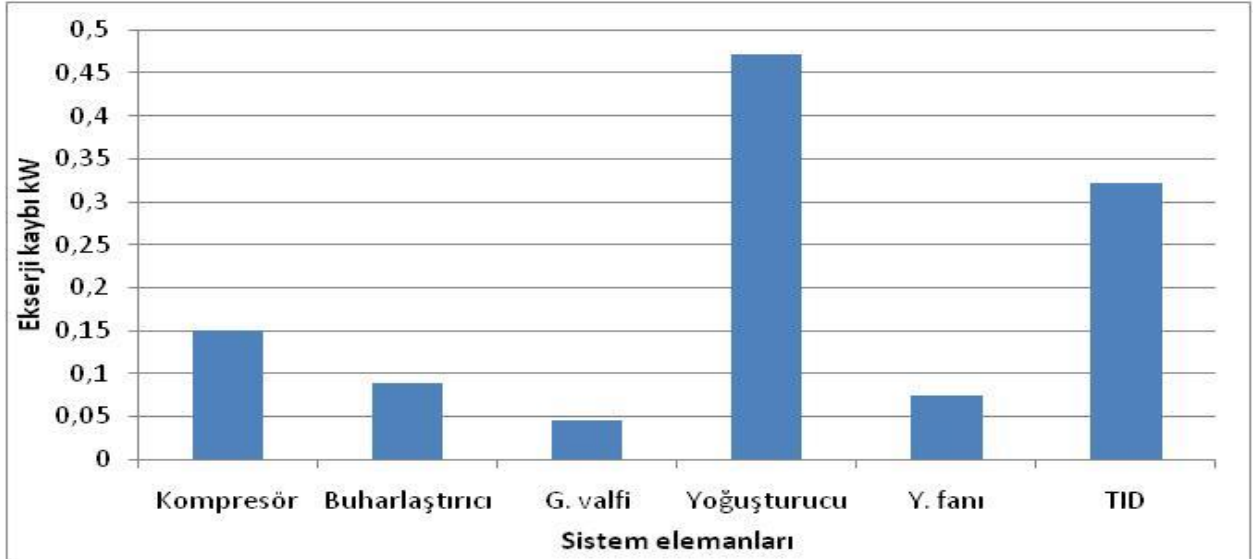
Çizelge 2. Isıtma mevsimi için belirlenen çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları (Various physical properties defined and amounts of exergy for the heating season)

Eleman	Akışkan	Sıcaklık T(°C)	Basınç P(bar)	Özgül Entalpi h(kj/kg)	Özgül Entropi h(kj/kgK)	Kütleli Debi m(kg/s)	Özgül Ekserji Ψ (kj/kg)	Ekserji Miktarı $Ex=m*\psi$
-	R407C	25	1.013	398,00	1,870	-	0	0
-	Hava	25	1.013	63,303	0,218	-	0	0
-	Su-ant	25	1,013	104,38	0,370	-	0	0
Buharlaştırıcı çıkış /Kompresör giriş(1)	R407C	12,3	3	426,08	1,871	0,01307	27,781	0,3631
Yoğuşturucu giriş /Kompresör çıkış(2)	R407C	78,7	15,5	472,08	1,875	0,01307	72,589	0,9488
Yoğuşturucu çıkış(3)	R407C	35,4	15,5	255,98	1,194	0,01307	59,529	0,7781
Buharlaştırıcı giriş(4)	R407C	-11,7	3	183,57	0,9395	0,01307	62,998	0,8234
Buharlaştırıcı fanına Giriş(5)	Hava	22	1.013	60,207	0,207	0,2449	0,1836	0,0449
Buharlaştırıcı fanından çıkış(6)	Hava	33,3	1.013	71,879	0,246	0,2449	0,227	0,0557
Toprak ısı değiştiricisine giriş(7)	Su-ant	9,3	-	41,72	0,145	0,2	4,003	0,8007
Toprak ısı değiştiricisinden çıkış(8)	Su-ant	6,6	-	27	0,097	0,2	3,594	0,7189

Isıtma mevsimi için yapılan ekserji analizi hesaplamalarından , ısı pompası ünite bazında ekserji verimi sırasıyla %77, iken sistem bazında ise ekserji verimleri sırasıyla %71 'dir. Sistem elemanlarının (kompresör, buharlaştırıcı, genişleme valfi, yoğuşturucu buharlaştırıcı fanı ve toprak ısı değiştiricisi) ekserji kayıpları Şekil 7'de verilmiştir.

sıcaklıklarının ($T_{ç,sa}$) zamana bağlı değişimi Şekil 8'de verilmiştir.

Bir günlük deney boyunca toprakta dolan su antifriz karışımı sıcaklıklarından toprağa gidiş sıcaklığı ($T_{g,sa}$), ile topraktan çıkış sıcaklığı ($T_{ç,sa}$) arasında ortalama 3,42 °C fark ortaya çıkmıştır. Sistem için önemli bir parametre olan $T_{g,sa}$ ve $T_{ç,sa}$ sıcaklıkları ortalaması

**Şekil 7.** Sistem elemanlarının ekserji kayıpları (Exergy destructions of system components)

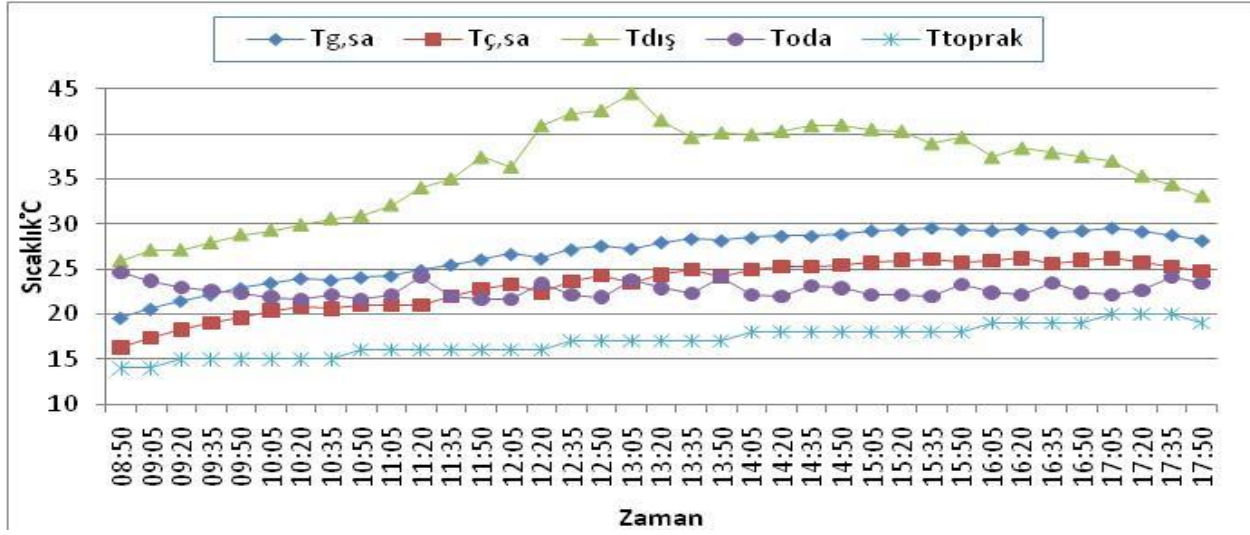
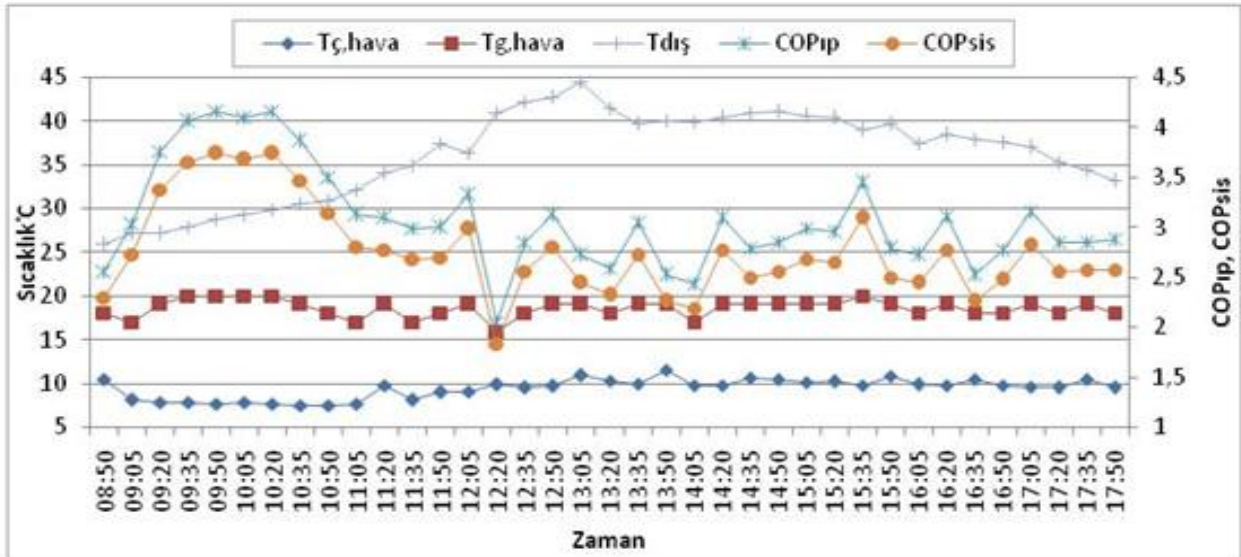
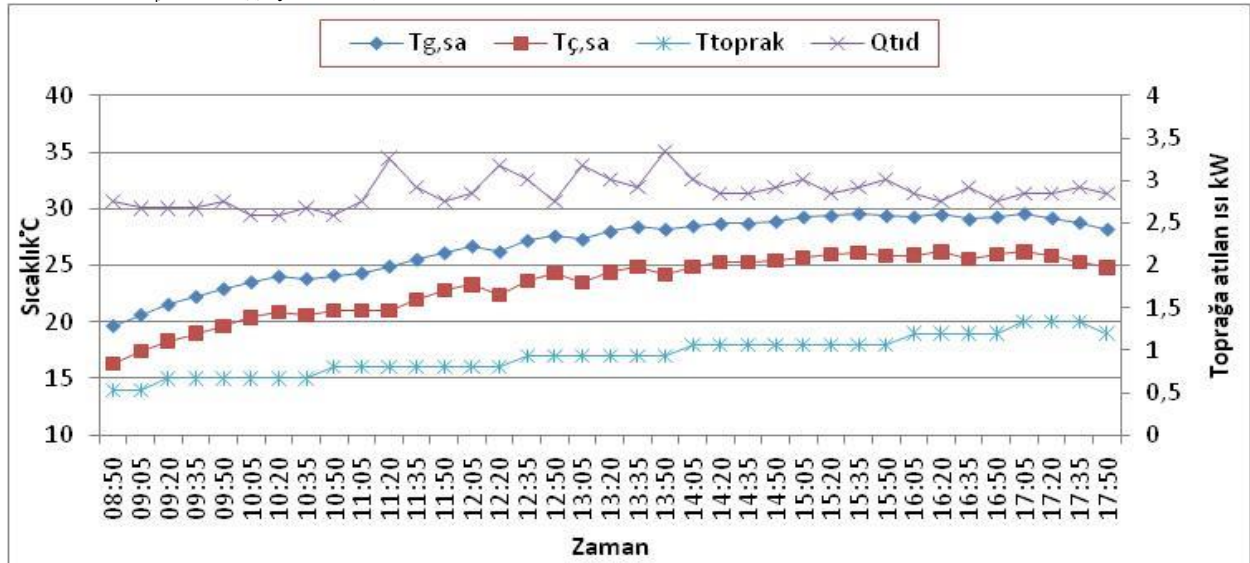
4.2. Soğutma Mevsimi (Cooling session)

Deneyler temmuz, ağustos ve eylül aylarında gerçekleştirilmiştir. Sistem performansını incelemek için deney sonuçlarının ortalaması kullanılmıştır.

TID sistemlerinin çalıştırılmasıyla elde edilen çevre ($T_{dış}$), iç ortam (T_{oda}), toprak (T_{toprak}), su-antifriz karışım sıcaklığının toprağa gidiş ($T_{g,sa}$) ve topraktan çıkış

sırasıyla 26,79 °C ve 23,37 °C olmuştur.

Şekil 9'da soğutma mevsiminde $T_{ç,hava}$, $T_{g,hava}$ ve $T_{dış}$ sıcaklıkları ile COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin değişimleri gösterilmiştir.

Şekil 8. $T_{dış}$, T_{oda} , $T_{g,sa}$, $T_{ç,sa}$ zamana bağlı değişimi (Variation of $T_{dış}$, T_{oda} , $T_{g,sa}$, $T_{ç,sa}$ by the time)Şekil 9. $T_{ç,hava}$, $T_{g,hava}$ sıcaklıkları ile COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin zamana göre değişimleri (Variation of $T_{ç,hava}$, $T_{g,hava}$ and COP_{ip} ve COP_{sis} by the time)Şekil 10. $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, T_{toprak} ve Q_{td} değerlerinin zamana göre değişimleri (Variation of $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, T_{toprak} and Q_{td} by the time)

Bu sıcaklıklarda COP_{ip} ve COP_{sis} değerleri ise sırasıyla 3,12 ve 2,81 olarak hesaplanmıştır.

Sistemde dolasan su-antifriz karışımının toprağa giren, çıkan sıcaklıkları ile çevre sıcaklığının ve toprağa atılan ısı miktarının zamanla değişimi Şekil 10'da verilmiştir.

Deney süresince toprağa atılan maksimum ısı miktarı 3,67 kW değerinde iken, ortalama olarak bu değer 2,87 kW'dır.

Soğutma mevsimi için yapılan ekserji analizinde elde edilen sonuçlar ve bazı fiziksel özellikler Çizelge 3'te verilmiştir.

Soğutma mevsimi için yapılan ekserji analizi hesaplamalarından ısı pompası ünite bazında ekserji

genleşme valfi, buharlaştırıcı, buharlaştırıcı fanı ve toprak ısı değiştiricisi) ekserji kayıpları Şekil 11'de verilmiştir.

Sonuçta, toprak ısı değiştiricileri ve sondaj kazı maliyetleri düşürülür, ısı kayıpları en az seviyeye indirilir ve yerli teknoloji ile ısı pompası sistemleri üretilirse, TKIP sistemleri ülkemizde hem ekonomik hem de çevresel yararlar sağlayacaktır.

6. TARTIŞMA VE ÖNERİLER (SUGGESTION and RECOMMENDATIONS)

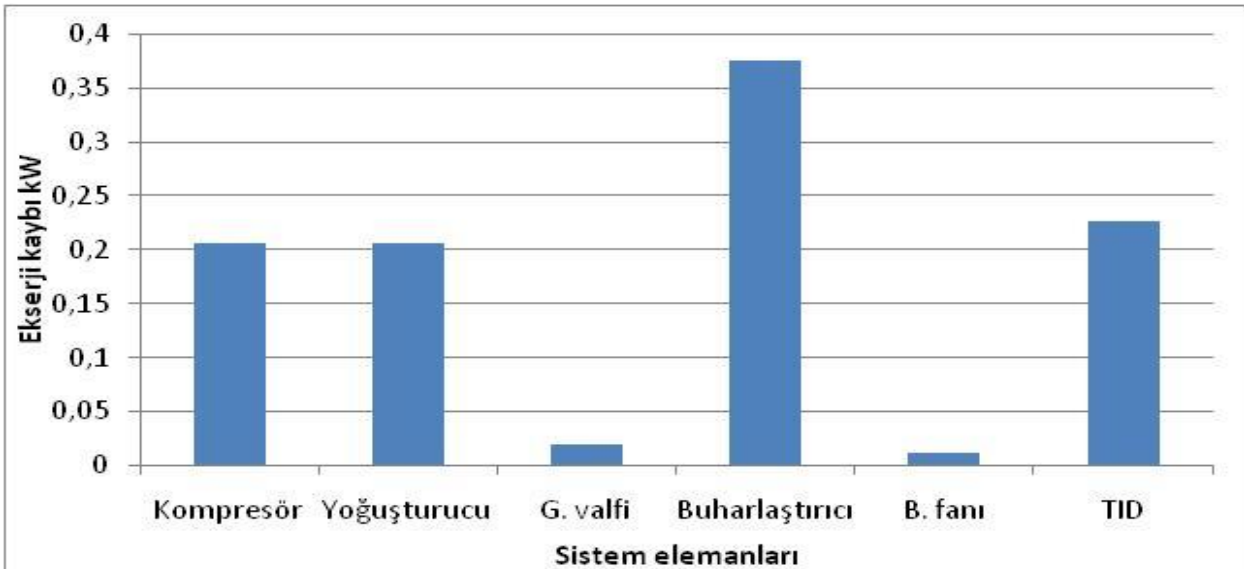
Bu çalışmada, 20,7 m³'lük hacme sahip bir odayı ısıtmak ve soğutmak için 40 m sondaj derinliğine sahip

Çizelge 3. Soğutma mevsiminde belirlenen çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları (Various physical properties and amount of exergy determined cooling season)

Eleman	Akışkan	Sıcaklık T(°C)	Basınç P(bar)	Özgül Entalpi h(kj/kg)	Özgül Entropi h(kj/kgK)	Kütleli Debi m(kg/s)	Özgül Ekserji Ψ (kj/kg)	Ekserji Miktarı $Ex=m*\Psi$
-	R-407c	25	1.013	398,00	1,870	-	0	0
-	Hava	25	1.013	63,303	0,218	-	0	0
-	Su+ant	25	1,013	104,38	0,370	-	0	0
Buharlaştırıcı çıkış / Kompresör giriş(1)	R407c	11,2	3,8	424,112	1,845	0,01307	33,417	0,436
Yoğuşturucu giriş / Kompresör çıkış(2)	R407c	80/85,1	15,8	478,316	1,891	0,01307	73,906	0,966
Yoğuşturucu çıkış(3)	R407c	24,2	15,8	237,091	1,129	0,01307	60,298	0,708
Buharlaştırıcı giriş(4)	R407c	-3,4	3,8	195,098	0,982	0,01307	61,925	0,808
Buharlaştırıcı fanına giriş(5)	Hava	21	1.013	59,176	0,204	0,2449	0,047	0,011
Buharlaştırıcı fanından çıkış(6)	Hava	8,7	1.013	26,540	0,094	0,2449	0,028	0,007
Toprak ısı değiştiricisine giriş(7)	Su-ant	20,1	-	84,278	0,297	0,2	1,034	0,206
Toprak ısı değiştiricisi çıkış(8)	Su-ant	23,4	-	95,992	0,344	0,2	1,175	0,235

verimi %78,6 iken, sistem bazında ekserji verimi % 70,8'tir. Sistem elemanlarının (kompresör, yoğuşturucu,

düşey tip toprak kaynaklı bir ısı pompası (TKIP) kurulmuştur. Kurulan TKIP sisteminin enerji analizi ve



Şekil 11. Sistem elemanlarının ekserji kayıpları (Exergy destruction of system components)

ekserji analizi, sondaj derinliğinin fonksiyonu olarak ısıtma ve soğutma sezonu için belirlenmiştir.

Isıtma mevsimi için COP_{ip} ve COP_{sis} değerleri ise sırasıyla 3,85 ve 3,45 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca ısı pompası ünite bazında ekserji verimi %77, sistem bazında %71 olarak hesaplanmıştır.

Soğutma mevsimi için COP_{ip} ve s COP_{sis} değerleri ise sırasıyla 3,12 ve 2,81 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca ısı pompası ünite bazında ekserji verimi % 78,6 , sistem bazında % 70,8 olarak hesaplanmıştır.

Literatürde yapılan bu konuya benzer çalışmalara baktığımızda COP değerleri ortalama 2-4 arasındadır. Isıtma ve soğutma mevsimlerinde elde ettiğimiz COP değerlerinin kurulan TKIP sisteminin her iki mevsimde kullanılabilirliğini göstermektedir.

Isı pompaları 1 birim elektrik enerjisi kullanarak 3-5 birimlik ısı sağlamaktadır. Ayrıca soğutma, ısıtma ve sıcak su hazırlanmasında da kullanılabilir. İlk yatırım maliyetleri yüksek olmasına rağmen yıl boyunca toprak sıcaklığının stabil kalması hem de uzun ömürlü bir sistem olması bu sistemleri cazip hale getirmektedir.

Sonuçta, toprak ısı değiştiricileri ve sondaj kazı maliyetleri düşürülür, ısı kayıpları en az seviyeye indirilir ve yerli teknoloji ile ısı pompası sistemleri üretilirse, TKIP sistemleri ülkemizde hem ekonomik hem de çevresel yararlar sağlayacaktır.

7. TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma 07/2009-01 kodlu Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Projesi tarafından desteklenmiştir.

8. SEMBOLLER (NOMENCLATURE)

$C_{p,hava}$	Havanın özgül Isını [kJ/kg°C]
C_{ps}	Su antifriz karışımının özgül ısıtma ısısını [kJ/kg °C]
\dot{Q}_e	Buharlaştırıcıda çekilen ısı [kW]
e	Özgül enerji[kJ]
\dot{E}_ϵ	Isı, is ve kütle yoluyla sistemden çıkan net enerji [kW]
\dot{E}_g	ısı, is ve kütle yoluyla olan sisteme giren net enerji[kW]
\dot{Q}_{TID}	Toprağa atılan ısı[kW]
\dot{E}_ρ	Isı transferi ekserjisi [kW]
\dot{E}_w	Mekanik enerjiye karşılık gelen ekserji[kW]
$\dot{E}x_\epsilon$	Çıkan ekserji [kW]
$\dot{E}x_g$	Giren ekserji [kW]
$\dot{E}x_{st}$	Sisteme ısı yoluyla giren ekserji transferi[kW]
$\dot{E}x_k$	Ekserji kaybı miktarı[kW]
$\dot{E}x_{kazantılan,\epsilon}$	Sistemden transfer olan tüm ekserjinin toplamı[kW]
$\dot{E}x_{kullanılan}$	Bir işlem için gerekli olan ekserji [kW]
h	Entalpi [kJ/kg]

\dot{m}_{hava}	Havanın debisini [kg/s]
\dot{m}_{sa}	Su-Antifriz karışımının debisi [kg/s]
$\dot{m}_{soğ}$	Soğutucu akışkan debisi[kg/h]
$C_{p,sa}$	Su-Antifriz karışımının özgül ısısı
T_0	Çevre sıcaklığı [°C]
U	Ölçüm cihazlarının belirsizlikleri
V	Varyans
v	Hız [m/s]
W	İş [kW]
\dot{W}_{bf}	Kompresör işi [kW]
\dot{W}_k	Fanının şebekeden çektiği güç[kW]
$W_{net,giren}$	Isı pompasına giren net iş[kW]
\dot{W}_{sp}	Pompanın şebekeden çektiği güç[kW]
$\dot{W}_{net,\epsilon}$	Çıkan net iş
X_M	Gözlemlerin aritmetik ortalaması
$\dot{Q}_{net,g}$	Giren ısı [kW]
s	Entropi [kJ/kg K]
$S_{üretim}$	Entropi üretimi[kj/kg K]
$T_{\epsilon,sa}$	Su antifriz karışımının çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{\epsilon,hava}$	Havanın çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{g,sa}$	Su antifriz karışımının giriş sıcaklığı [°C]
$T_{g,hava}$	Havanın giriş sıcaklığı [°C]
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası
TID	Toprak ısı değiştiricisi

9. KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Hary, J. and Ronald, H., "Heat Pups Systems", *John Wiley & Sons*, New York, (1983).
- Calm, J.M., "Heat Pump", *Ashrae Journal*, 90, 40-44, (1984)
- Catan, M.A. and Baxter, V.D., "An Optimized Ground Coupled Heat Pump System Design for Northern Climate Applications", *Ashrae Transactions*, Bölüm 2b (91), 1185-1203, (1985)
- Kavanaugh, S.P., Pezent, M.C., "Lake Water Applications of Water-To-Air Heat Pumps", *Ashrae Transactions*, 1 (96), 813-820, (1990)
- Kavanaugh, S.P., Woodhouse, J.G., Carter, J.R., "Test Results Of Water-To-Air Heat Pumps With Higt Cooling Efficiency for Ground-Coupled Applications", *Ashrae Transactions*, 1 (97), 895-901, (1991)
- Meloy B.R., "Cooling Works for Cowlitz County Hall of Justice", *Ashrae Transactions*, Bölüm 1 (98), 1023-1030, (1992)
- Salah El-Din, M.M., " On The Heat Flow İnto The Ground", *Renewable Energy*, 18, 90-473, (1999)
- Doherty, P.S., Al-Huthaili, S., Riffat, S.B., and Abodahab, N. " Ground Source Heat Pump Description and Preliminary Results Of The Eco House System", *Applied Thermal Engineering*, 24, 2627-2641, (2004)
- Ataman, H., "Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompası Testinin Tasarımı ve Optimizasyonu", Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü*, 1-15, (1991)

10. Benli, H., and Durmuş, A. " Evaluation Of Ground-Source Heat Pump Combined Latent Heat Storage System Performance In Greenhouse Heating", *Energy and Buildings*, 41, 220-228, (2009)
11. Ersöz, İ., " Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Bir Hacmin Soğutulması", Yüksek Lisans Tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 10-11, (2000)
12. Kıncay, O., Temir, G., "Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Sistemlerin Ekonomik İncelenmesi", *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 31-37, (2002)
13. Ceylan, İ., Aktaş, M., Doğan, H. " Isı Pompalı Kurutma Odasında Elma Kurutulması", *Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi*, 25, 9-14, (2005)
14. Özgener, Ö. and Hepbaşlı, A. " A Parametrical Study On The Energetic and Exergetic Assessment of A Solar-Assisted Vertical Ground-Source Heat Pump System Used For Heating A Greenhouse", *Building And Environment*, 42, 11-24, (2007)
15. Ünlü, K., Çoksun, S. ve Yamankaradeniz, N., "Bursa İli Şartlarında Toprak Kaynaklı Isı Pompası İle Isıtma Uygulaması", *ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 30 Mayıs-2 Haziran, Kayseri, 460-68, (2007)
16. Acar, Ş.G., "Denizli Havzasındaki Jeolojik Formasyonlarda Sıcaklık Ve Isı Depolama Kapasitesi Değişiminin İncelenmesi ve Isı Pompası Uygulamalarının Araştırılması", Doktora Tezi, *Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Denizli, 1-15, (2009)
17. Elbir A., "Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 1-15, (2010)
18. Ceylan İ., Aktaş M., Doğan H., "Isı Pompalı Bir Kurutucuda Kerestelerin Kurutma Süresinin Belirlenmesi", *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 22 (4), 847-854, (2007)
19. Variyenli H. İ., Menlik T., Özkaya M. G., "Isı Enerjisi Destekli Bir Kompresörün Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemindeki Performansının Deneysel İncelenmesi" *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 26 (1), 1-8, (2011)
20. Rees, S.W., Adjali, M.H., Zhou, Z., Davies, M. and Thomas, H.R., " Ground Heat Transfer Effects On The Thermal Performance Of Earth-Contact", *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 3 (4), 65-213, (2000)
21. Krakow, K.I., "Exergy analysis: Dead-state definition", *ASHRAE Transaction*, 97 (1), 328-36, (1991)
22. Esen H., "Düşey Borulu Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Konut İklimlendirme Sistemlerinde Mevsimlik Davranışının Araştırılması", Doktora Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ, (2007)