



POLİTEKNİK DERGİSİ

JOURNAL of POLYTECHNIC

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.org.tr/politeknik>



Yüzey suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizi

Energy and exergy analysis of surface water source heat pump system

Yazar(lar) (Author(s)): Serkan KOCAKULAK¹, Sezayi YILMAZ², Alper ERGÜN³

ORCID¹: 0000-0002-4335-1949

ORCID²: 0000-0002-9342-9310

ORCID³: 0000-0003-0402-4088

To cite to this article: Kocakulak S., Yılmaz S. ve Ergün A., “Yüzey suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizi”, *Journal of Polytechnic*, 26(3): 1049-1058, (2023).

Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz: Kocakulak S., Yılmaz S. ve Ergün A., “Yüzey suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizi”, *Politeknik Dergisi*, 26(3): 1049-1058, (2023).

Erişim linki (To link to this article): <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

DOI: 10.2339/politeknik.1073209

Yüzey Suyu Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi

Araştırma Makalesi / Research Article

Serkan KOCAKULAK¹, Sezayi YILMAZ², Alper ERGÜN^{2*}

¹TOBB Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, Karabük Üniversitesi, Türkiye

²Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Karabük Üniversitesi, Türkiye

(Geliş/Received : 14.02.2022 ; Kabul/Accepted : 24.02.2022 ; Erken Görünüm/Early View : 09.03.2022)

ÖZ

Bu çalışmada Karabük Üniversitesi yerleşkesi içerisinde akarsu kaynağı (araç çayı) kenarına kurulan 28m² alana sahip bir deney odasının ısıtma sezonunda yüzey suyu kaynaklı ısı pompası (YSKIP) ile ısıtılması esnasındaki enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Kompresör devrini değiştirmek için frekans invertörü kullanılan sistemde deney 35 Hz. değerinde, kış şartlarında yapılmış ve iç ortam sıcaklığı 25°C ulaştığında tamamlanmıştır. Sistemin COP değeri, ortalama 2.58 hesap edilirken, yapılan ekserji analizleri sonucuna göre en yüksek ekserji yıkımı kompresörde 0.6 kW olarak tespit edilmiştir. Diğer ekipmanların ortalama ekserji yıkımları ise, kondenser için 0.125kW, genişleme valfi için 0.152 kW, evaporatör ve fancoil sistemi için 0.14 kW, su kaynağı ısı değiştiricisi için ise 0.06 kW olarak tespit edilirken. Ekserji verimleri, kompresör için %60, kondenser için %75, genişleme valfi için %85, evaporatör için %25, fancoil sistemi için %63 ve su kaynağı ısı değiştiricisi için % 8'dir. Yapılan çalışma neticesinde, yüzey suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin Karabük ili şartlarında başarılı bir şekilde çalıştığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Su kaynaklı ısı pompası, konik yüzey suyu, COP, enerji ve ekserji analizi.

Energy and Exergy Analysis of Surface Water Source Heat Pump System

ABSTRACT

In this study, energy and exergy analyzes were carried out to heat an experimental room with 28 square meter area by a surface water source heat pump (SWSHP) in the heating season, where placed in next to a river source (Araç stream) in Karabük University. The system had a frequency inverter to change the compressor speed and the experiment was started at 35 Hz. in winter condition and completed when the indoor temperature reached 25°C. While the COP value of the system was calculated as 2.58 on average, the highest exergy destruction was determined as 0.6 kW in the compressor in terms of the exergy analysis. The average exergy destructions were determined as 0.125 kW for the condenser, 0.152 kW for the expansion valve, 0.14 kW for the evaporator and fan coil system, and 0.06 kW for the water source heat exchanger. Exergy efficiencies were 60% for the compressor, 75% for the condenser, 85% for the expansion valve, 25% for the evaporator, 63% for the fan coil system and 8% for the water source heat exchanger. As a result of the study, it has been determined that the surface water source heat pump system works successfully in Karabük province conditions.

Keywords: Water source heat pump, surface water, COP, energy and exergy analysis.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Isı pompaları, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından, yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına ısı aktaran makinelerdir [1]. Çalışma prensibi soğutma makinesi ile aynı, ancak kullanma amacı farklıdır. Isıyı doğal akım yönünün tersine taşıdığı için ısı pompası adını almıştır. Fosil kökenli yakıtların giderek azalması, enerji sektörünü büyük ölçüde etkileyerek, enerji tüketen cihazların daha verimli ve yüksek performanslı olarak tasarlanmasına yol açmıştır. Isı pompaları verimli ve çevre dostu olması açısından günümüzde oldukça popüler çalışma konularından biridir. Bu sistemlerin en büyük avantajı hem ısıtma hem de soğutma yapabiliyor olmalarıdır. Gelecekte ise modern iklimlendirme sistemlerinin temelini oluşturacak en önemli teknolojidir. Yapılan

araştırmalar ısıtma sistemlerinde ilerde üreticiler ve tedarikçiler için büyük bir pazar payına sahip olduğunu göstermektedir [2]. Özellikle VRF sistemleri ısı pompası prensibi ile kış sezonunda ısıtma amaçlı olarak kullanılabilir [3]. Temelde ısı çektikleri kaynağa göre hava, su, toprak, güneş ve atık ısı kaynakları olarak sınıflandırılan ısı pompaları; ısıtma, soğutma, kurutma, damıtma gibi birçok uygulamada karşımıza çıkarak oldukça yoğun bir kullanım alanına sahiptir. Literatürde bulunan ısı pompası sistemlerine bakıldığında; Tzivanidis vd. [4] tarafından yapılan çalışmada, Atina'da 100m²'lik iyi yalıtımlı bir binada en uygun teknolojiyi seçmek için farklı ısıtma sistemlerinin enerjetik ve finansal olarak karşılaştırmalarını yapmışlardır. Çalışmanın temelinde hava kaynaklı ısı pompası, solar ısı pompası ve solar fancoil sistemleri incelenerek karşılaştırılmıştır. Çalışmanın sonunda, ilk olarak en düşük finansal değer hava kaynaklı ısı pompası sisteminde tespit edilmiştir. İkinci olarak, enerji tüketimi

*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)
e-posta : alperergun@karabuk.edu.tr

göz önüne alındığında en verimli sistemin solar ısı pompası sistemi olduğunu ve ayrıca solar ısı pompalarının yüksek termal konfor sağladığını belirtmişlerdir. Chae vd. [5] kentsel atık su artıma tesislerinde hibrit ısı pompası kullanarak, sabit ve değişken ısı enerjisi geri kazanımını incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda, COP değeri ısıtma için 4.06 soğutma için ise 3.64 olarak tespit edilmiştir. Bu sistemin tek invertörlü işletmeye şartlarına göre %15.04 daha verimli olduğunu belirtmişlerdir. Zhao vd. [6], soğutma sistemlerinde ısı geri kazanımı amacıyla kullanılan bir yüksek sıcaklıklı ısı pompası sisteminin teorik ve deneysel incelemesini yapmışlardır. Soğutma sistemlerindeki kondenser ile ısı elde edilebilen yüksek sıcaklıklı ısı pompalarının kazan ya da boyler ile karşılaştırıldığında daha verimli olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında, yüksek sıcaklıklı amonyaklı çift vidalı kompresör kullanılan yeni bir sistemini ısı geri kazanımı ve sıcak su temini için analiz ederek, kompresör ve ısı geri kazanım sisteminin performansını tahmin eden yarı-ampirik bir matematik model geliştirmişlerdir. Attia [7], ısı pompalı pasif vakum sistemi kullanarak, deniz suyu damıtma işlemini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, COP değerlerini en iyi çalışma koşullarında 8, 9, ve 7.5 olarak tespit etmişlerdir. Akbulut vd. [8] tarafından yapılan çalışmada, dikey toprak kaynaklı ısı pompalı duvardan ısıtma sistemi, deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Çalışma yöntemi olarak enerji, ekserji, eksergoçevresel ve eksergoekonomik analizler kullanılmıştır. Sistemin enerji ve ekserji verimlerini %67.36 ve %27.4 olarak tespit etmişlerdir. Ceylan vd. [9] yaptıkları çalışmada toprak kaynaklı bir evaporatif soğutma sisteminin enerji analizini yapmışlardır. Kılınç vd. [10] Sivas ili şartlarında yatay toprak kaynaklı ısı pompası sistemini 51.3m^3 lük bir hacimde test etmişlerdir. Çalışma sonucunda, ısıtma modunda performans katsayılarını ısı pompası ve sistem için sırasıyla 2.1 ve 1.83, soğutma modunda ise 4.79 ve 3.86 olarak hesaplamışlardır. Zhu vd. [11] tarafından yapılan çalışmada, toprak-su kaynaklı bir ısı pompası sisteminin otel binası uygulamasındaki performans analizi üzerine bir durum çalışması gerçekleştirilmiştir. Orijinal sistemde soğutma için split klima, ısıtma için ise kömür yakıtlı bir kazan kullanılmaktadır. Toprak-su kaynaklı ısı pompası sisteminin orijinal sistem ile karşılaştırıldığında daha az elektrik tüketip ve ayrıca su kaynaklarını koruyabileceğini tespit etmişlerdir. Çalışmanın sonunda ise COP değerlerini soğutma sistemi için 3.29, ısıtma sistemi için ise 2.79 olarak tespit etmişlerdir. Cho vd. [12], R410 ve R32 akışkanı ile çalışan, aşırı soğutma buhar enjeksiyonlu multi ısı pompası sisteminin farklı dış ortam sıcaklığı, kompresör hızı ve enjeksiyon oranlarında ısıtma ve soğutma performanslarını ölçüp karşılaştırmışlardır. Sistemin COP değerlerini R410A ve R32 akışkanları için sırasıyla soğutma modunda %2.6-%7, ısıtma modunda %1.1-%4.7 oranında artış gösterdiğini tespit ederek, aşırı soğutma buhar enjeksiyonu çevriminin aşırı sıcak ve soğuk hava

koşullarında daha verimli olduğunu belirtmişlerdir. Su kaynaklı ısı pompaları ise (SKIP) yüksek verimliliklerinden dolayı, ısıtma ve soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Enerji kaynağı yer altı suyu veya yüzey suyu olabilmektedir [13]. Yung vd. [14] SKIP sistemlerinin performansının, büyük ölçüde ısıtma soğutma talepleri, kullanılan su kaynağı ve su kaynağına olan mesafeye bağlı olduğunu belirterek, yaptıkları çalışmada bina tipi, su kaynağı ve mesafe değişkenlerinin bir SKIP sisteminde performanslarını enerji, ekserji ve ekonomik açıdan incelemişlerdir. Cardemil vd. [15] Şili'nin orta bölgesindeki Akdeniz ikliminde, açık havuzların kaynak olarak kullanıldığı yeni bir SKIP sistemini ısıtma amaçlı olarak modellemişlerdir. Havuzda ciddi bir buzlanma olmadığı takdirde kaynak olarak kullanılmasında sakınca olmadığını, özellikle daha sıcak iklim bölgelerinde verimli çalışabileceğini ancak 300m^2 'den büyük binalarda bu sistemin ekonomik olmadığını tespit etmişlerdir. Yan vd. [16] yüksek sıcaklıktaki SKIP'lar için HFC, HC, HFO ve HCFO çalışma akışkanlarının performanslarını tahmin edebilen bir model geliştirmişlerdir. Deng vd. [17] BY-5 ve NBY-1 olarak adlandırdıkları ve bağımsız olarak geliştirdikleri iki farklı çalışma akışkanını yüksek sıcaklıklardaki SKIP için denemişlerdir. Lv vd. [18] birleşik ısıtma, soğutma ve güç sistemi ile nehir kaynaklı SKIP sistemini birleştiren ısı depolama modüllü fiziksel bir model geliştirerek, bu birleşik sistemin performansını incelemişlerdir. Wang vd. [19] tasarladığı sistemde, yer altını suyunu öncelikle bir ön şartlandırıcıda havayı soğutma ve ısıtmak için kullanışlar sonrasında ise ısı pompası sisteminde değerlendirerek düşük düzeydeki enerjiyi maksimum olarak kullanabilmişlerdir. Özdemir ve Özkaya [20] Ankara ili şartlarında 20.7m^3 lük bir odayı ısıtmak ve soğutmak için düşey tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemini kullanmışlardır. Sistemde enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişler ve çalışma sonucunda, ısıtma mevsimi için COP_{IP} değerini 3.85 COP_{sis} değerini 3.45, soğutma mevsiminde ise bu değerleri 3.12 ve 2.81 tespit etmişlerdir. Sistemin ekserji verimlerinin ise %70'in üzerinde olduğu belirtmişlerdir. Fuentes vd. [21] yaptıkları çalışmada, farklı çevrim koşulları senaryosuna göre 40.5kW ısıtma kapasitesi bulunan su-su ısı pompasının performans karakterizasyonunu incelemişlerdir. Standartlardaki farklı parametizasyonlara göre çevrimin enerji verimliliğinin bozulmasını değerlendirmek için karşılaştırmalar yapmışlardır. Waddicor vd. [22] yaptıkları bir laboratuvar çalışmasında 40.5kW ısıtma kapasitesinde bir sudan suya ısı pompası sisteminde, sabit set noktalı kontrol sisteminin kısmi yüke etkisini incelemişlerdir. Schibuola and Scarpa [23], Venedik'in tarihi merkezinde bulunan bir otelin HVAC amacıyla kurulan bir ısı pompası sistemini göl suyu ile kullanılmasını incelemişlerdir. Sistem karakteristikleri ve uygulanan çözümler yıllık olarak izlenen verilerle gösterilmiştir. Ayrıca su kaynaklı ısı pompası sistemini, yoğunlaşma boyler ve hava soğutmalı chilller kullanılması durumu ile

karşılaştırıp, su kaynaklı ısı pompası sisteminin net bir üstünlük gösterdiğini belirtmişlerdir. Si vd. [24] enerji tüketimi doğru hesaplayabilmek için nehir suyu kaynaklı bir ısı pompası ünitesinin kondenser giriş sıcaklığının hesaplayabilen bir model geliştirerek modelin fizibiletesi ve hata analizini yapmışlardır. Yapılan analizlerin sonucunda hata miktarını %5'ten az olarak tespit ederek modelin doğruluğunu onaylamışlardır. Baik vd. [25] deniz suyu kaynaklı bir ısı pompasının performansını arttırmaya yönelik bir çalışma yapmışlardır. Çalışmanın sonunda ısıtma için COP değerini 2.35-3.64 arasında tespit etmişlerdir.

Bu çalışmada kış şartlarında 28m²'lik bir odanın ısıtılması amacıyla frenkans invertörü kullanılarak 35 Hz'de çalıştırılan sudan havaya ısı pompası sistemi, R407C çalışma akışkanı ile deneysel olarak incelenmiştir. Isı kaynağı olarak mahal yakınlarında bulunan bir akarsu (araç çayı) kullanılmıştır. Karabük ili için ilk defa yapılan akarsu kaynaklı ısı pompası sisteminde gerçek çalışma verileri kullanılmıştır ve bu veriler enerji ve ekserji analizi yöntemi ile analiz edilerek, önerilerde bulunulmuştur.

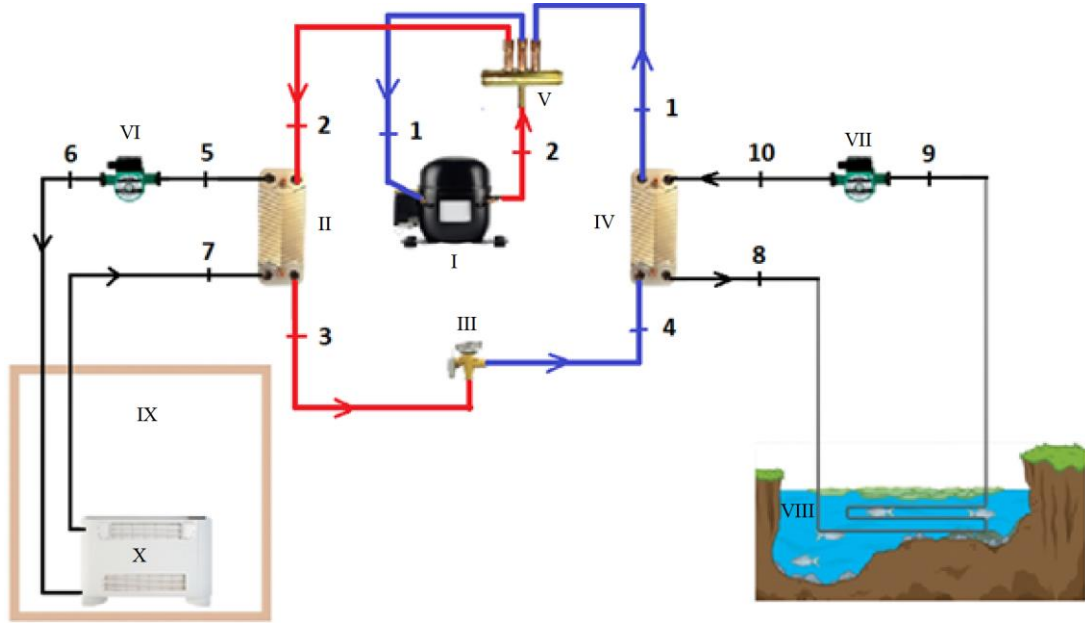
2. MATERYAL VE METOD (MATERIAL and METHOD)

Yapılan bu çalışma için, Karabük üniversitesi kampüsü içinde (41.2°N, 32.6°E) 28m² alana sahip yalıtımlı bir mahal kullanılmıştır. Araç çayı, yaz ve kış mevsimi boyunca değişken debilerde sürekli akış rejiminde bir yüzeysel su kaynağı olarak, tasarımı ve imalatı yapılan ısı pompası sisteminde su kaynağı olarak kullanılmıştır. Deney 14.12.2015 tarihinde başlatılmış olup, iç ortam sıcaklığı 25°C olduğunda bitirilmiştir. Deney süresince akarsu sıcaklığı ortalama 6.2°C olarak sabit alınmıştır. Oluşturulan su kaynaklı ve sudan suya ısı transferi gerçekleştiren ısı pompası deney sistemi Şekil 1'de detaylı görülmektedir.



Şekil 1. Deney odası, su kaynağı (araç çayı), deney sistemi ve ölçüm cihazları (experiment room, water source (araç stream), experimental setup and measurement devices)

Isı pompası sisteminin ısıtma modunda çalışma şeması ve elemanları Şekil 2'de gösterilmektedir. Sistemi oluşturan elemanlar ve teknik özellikleri ise Çizelge 1'de verilmiştir. Sistem 3 ana devreden oluşmaktadır. (i) Su Kaynağı Isı Değiştirici (skıd) devresi (bu devrede %20 oranında etilen-glikol/Su karışımı dolaştırılmaktadır). (ii) Soğutucu akışkan (sa) devresi (bu devrede R407-C soğutucu akışkanı dolaştırılmaktadır. Yaz ve kış modunda çalışma imkanı sağlayan dört yollu vana kullanılmıştır). (iii) Fan-Coil (fc) devresi (Bu devrede %20 oranında Etilen-glikol/Su karışımı dolaştırılmaktadır).



(I) Kompresör, (II) Kondenser, (III) Genleşme Valfi, (IV) Evaporatör, (V) 4 yollu vana, (VI) Pompa1,(VII) Pompa2, (VIII) Su Kaynağı Isı Değiştirici (SKID), (IX) Deney Evi, (X) Fan-Coil Ünitesi (FCU)

Şekil 2. Isıtma modunda YSKIP şeması (SWSHP diagram in heating mode)

Çizelge 1. Isı pompası sisteminde kullanılan ekipmanlar ve özellikleri (Heat pump system equipments and specifications)

Devre	Ekipmanlar	Teknik Özellikler
Su kaynağı Isı değiştirici Devresi	Su kaynağı ısı değiştirici	Horizontal-single U-bend type; bore diameter: 1" çapa ve 6 m uzunluğa sahip çelik boruların birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Eşanjör giriş ve dönüş hattında 1" çapa sahip toplam 60 m uzunluğunda SDR11 polietilen borular kullanılmıştır
	Antifriz-su devresi pompası-1	Üretici: Vilo; tipi: STRATOS 25/1-10-M; maksimum hacimsel debi: 8m ³ h ⁻¹ ; Güç aralığı: (9...180)W, maksimum devir: 4450 rpm, minimum devir:1400 rpm.
Soğutucu akışkan devresi	Kondenser	Üretici: Danfoss, Tipi: Brazed Plate Heat Exchanger model: B3-052-20-H; capacity: 10kW. Total heat transfer area: 0.92m ² .
	Evaporatör	Üretici: Danfoss, Tipi: Brazed Plate Heat Exchanger model: B3-027-16-H; capacity: 10kW, Toplam ısı transfer alanı: 0.35m ² .
	Kompresör	Üretici: Copeland; Tipi: Hermetic scroll; Model: ZR40K3E-TFD-522, Nominal motor gücü:3.5 HP(2.5kW), hacimsel debi: 9.48m ³ /h, devir:2900rpm, refrigerant: R407-C; kapasite: 8.2kW (Evaporating 5°C, Condensing 50°C, Superheat 10K, Subcooling 0K)
	Elektronik genleşme valfi	Üretici: Emerson, model: EX4-I21, Nominal Kapasite (10% ... 100%), (2... 17.4)kW
Fan-coil devresi	Fan-coil ünitesi	Üretici: Daikin; tipi: FWV03CCTN6V3; soğutma/ısıtma kapasitesi: 3.25/9.3kW, air flow rate: 600m ³ h ⁻¹
	Antifriz-su devresi pompası-2	Üretici: Alarco; tipi: NPVO-26-P; nominal güç tüketimi: 40-88 W, devir: 1600-2200 rpm

Oluşturulan YSKIP deney sisteminde sağlıklı veriler alınabilmesi için kullanılan ölçü aletleri oldukça önemlidir. Bu çalışmada kullanılan ölçü aletleri, kullanıldığı yerler, teknik özellikleri ve deney aletlerinin belirsizlikleri Çizelge 2’de görülmektedir. Ölçümlere başlamadan önce tüm ölçüm aletleri ve sensörlerin kalibrasyonu yapılmıştır. Belirsizlik analizi aşağıdaki eşitlikler aracılığıyla yapılmıştır [26].

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

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

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

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

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

Eşitlik 1’de X_m deneysel ölçümlerin aritmetik ortalamasını, gösterirken X_i verilen parametrenin ‘i’ ölçümüne denk gelmektedir ve N ise ölçüm sayısıdır. Eşitlik 2’de verilen ‘V’ varyans, Eşitlik 3’te gösterilen ‘S’ ise standart sapmadır. Eşitlik 4’te verilen ‘a’ duyarlılığı göstermekte olup, bu değerler Eşitlik 5’te yerine konulduğunda belirsizlik hesaplanabilir.

Çizelge 2. Isı pompası sisteminde kullanılan ölçü aletleri ve özellikleri (Measurement instruments in the heat pump system and properties)

Ölçüm aleti	Kullanıldığı yer	Özellikleri	Belirsizlik (U)
Debimetre	SKID devresi ve Fan-Coil Devresinde dolaştırılan Etilen-Glikol/Su karışımı debisinin ölçümü	Kanatlı Tip Debimetreler (Marka: Bass Instruments, Model: FMPV.015.01.01.K.N)	± 0.33
	Soğutucu akışkan devresinde dolaştırılan R407C gazının debisinin ölçümünde	Dişli Türbin Tip debimetre (Marka: Bass Instruments, Model: TDSS.004.015.D.P.10.S.S.N.N)	± 0.015
Basınç Transmitteri	Kondenser ve Evaporatör basınçlarının ölçümünde	Emerson, Model: PT5-30M (YB), PT5-07M (AB)	± 0.12
Termokupllar	Isı pompası, Dış ortam, iç ortam ve su kaynağı sıcaklık ölçümlerinde	K tipi	± 0.20
Wattmetre	Kompresör, pompa ve fanların çektiği güç ölçümlerinde	Marka: Gepa, Model: MP34 Marka: Gepa, Model: MP10	± 1.88

3. SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALİZİ (THERMODYNAMIC ANALYSIS OF SYSTEM)

Bu çalışma termodinamiğin 1. ve 2. kanunu eşitliklerinden faydalanılarak YSKIP sistemini oluşturan elemanların enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Enerji analizi sistemler için niceliksel bazda analizler yapmaktadır ve termodinamiğin 1. Kanunu olan enerji korunumu ilkesini dayanmaktadır. Ekserji analizi ise termodinamiğin 2. Kanununu temel alır ve sistemleri niteliksel olarak inceleyerek bir sistemden elde edilebilecek en yüksek performansı belirlemek için kullanılır. Her iki yöntemde termal sistemlerde sıklıkla kullanıldığı için bu sistemde iki yöntemde kullanılarak analizler yapılmıştır. Yapılan analizler aşağıdaki kabuller doğrultusunda gerçekleştirilmiştir.

- Tüm işlemlerde sistemde kinetik ve potansiyel etkiler ile kimyasal ve nükleer reaksiyonlar ihmal edilmiştir.
- Sistemi oluşturan tüm bağlantı elemanlarında basınç düşümü ve ısı transferi ihmal edilmiştir.
- Sisteme olan ısı geçişi ile sistemden çevreye yapılan iş pozitif alınmıştır.
- Hesaplamalarda Etilen-glikol/su çözeltisi ile R407C soğutucu akışkanı için ölü hal sıcaklığı (T_0) deney süresince ölçülen dış hava sıcaklığının ortalaması olan 277.15 K ve ölü hal basıncı (P_0) atmosfer basıncı olan, 101.3 kPa kabul edilmiştir.

Etilen-glikol/su devreleri Şekil 2'de detaylı olarak görülen sistemde 5,6,7 ve 8,9, 10 noktalarından oluşmaktadır. Bu devrelerdeki her bir noktada birim kütle için ekserji Eşitlik 6 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\psi_{\text{egs}} = C_{\text{egs}}[(T - T_0) - T_0 \ln(T/T_0)] \quad (6)$$

Soğutucu akışkanın dolaştığı devre ise 1,2,3 ve noktalarıdır. Bu noktalardaki birim kütle için ekserji ise Eşitlik 7 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\psi_{\text{sa}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (7)$$

Sistemde kullanılan kompresörün gücü Eşitlik 8 ile hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \dot{m}_2 = \dot{m}_{\text{sa}} \\ \dot{W}_{\text{komp}} &= \dot{m}_{\text{sa}}(h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (8)$$

Kompresörde meydana gelen ekserji yıkımları ise ekserji dengesi yöntemiyle aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilir. Bu eşitlikte kompresörden çevreye olan ısı geçişi ihmal edilmiştir.

$$\dot{E}x_{y,\text{komp}} = \dot{m}_{\text{sa}}(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{\text{komp,el}} \quad (9)$$

Şekil 2'de görülen II numaralı ekipman olan kondenser etilen-glikol/su ve soğutucu akışkan devrelerinden oluşmaktadır. Burada kondenser adyabatik kabul edilmiştir her iki kısım için kondenser gücü Eşitlik 10 ve 11 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} \dot{m}_2 &= \dot{m}_3 = \dot{m}_{\text{sa}} & \dot{m}_5 &= \dot{m}_7 = \dot{m}_{\text{fc}} \\ \dot{Q}_{\text{kond}} &= \dot{m}_{\text{sa}}(h_2 - h_3) \end{aligned} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}_{\text{fc}} C_{\text{fc}}(T_5 - T_7) \quad (11)$$

Kondenserdeki ekserji yıkımları ise Eşitlik 12 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{E}x_{y,\text{kond}} = \dot{m}_{\text{sa}}(\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_{\text{fc}}(\psi_7 - \psi_5) \quad (12)$$

Genleşme valfinde entalpiler eşit olduğu için $h_4=h_3$ bu ekipmanda bir ısı enerji geçişi söz konusu değildir. Ancak entropi değişimi olduğu için ekserji yıkımı söz konusudur. Bu ekipman için ekserji yıkımı Eşitlik 13 ile hesaplanabilir.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{sa}$$

$$\dot{E}x_{y,gv} = \dot{m}_{sa}(\psi_3 - \psi_4) \quad (13)$$

Şekil 2’de görülen IV numaralı ekipman olan evaporatör için adyabatik kabul edilerek su ve soğutucu akışkan kısmı için evaporatör kapasitesi gücü Eşitlik 14 ve 15 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{sa} \quad \dot{m}_8 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{skid}$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{sa}(h_1 - h_4) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{skid}C_{skid}(T_{10} - T_8) \quad (15)$$

Evaporatör için ekserji yıkımı ise Eşitlik 16 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{E}x_{y,evap} = \dot{m}_{sa}(\psi_4 - \psi_1) + \dot{m}_{skid}(\psi_{10} - \psi_8) \quad (16)$$

Fancoil kapasitesi ve fancoil için ekserji yıkımları ise Eşitlik 17 ve 18 ile hesaplanabilir.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{fc}$$

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{m}_{fc}C_{fc}(T_6 - T_7) \quad (17)$$

$$\dot{E}x_{y,fc} = \dot{m}_{fc}(\psi_6 - \psi_7) - \dot{Q}_{fc}(1 - T_0/T_i) \quad (18)$$

Su kaynağı ısı değiştiricisi için kapasite hesabı Eşitlik 19 ile hesaplanırken, ekserji yıkımı Eşitlik 20 ile hesaplanmıştır. $\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{sad,skd}$

$$\dot{Q}_{skid} = \dot{m}_{skid}C_{skid}(T_9 - T_8) \quad (19)$$

$$\dot{E}x_{y,skid} = \dot{m}_{skid}(\psi_8 - \psi_9) + \dot{Q}_{skid}(1 - T_0/T_{ri}) \quad (20)$$

Isı pompası sisteminin ve Tüm sistemin COP değerleri ise sırasıyla Eşitlik 21 ve 22 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp}} \quad (21)$$

$$COP_{IP,sis} = \frac{\dot{Q}_{fc}}{\dot{W}_{komp,el} + \dot{W}_{pompa1,el} + \dot{W}_{pompa2,el} + \dot{W}_{f,fc}} \quad (22)$$

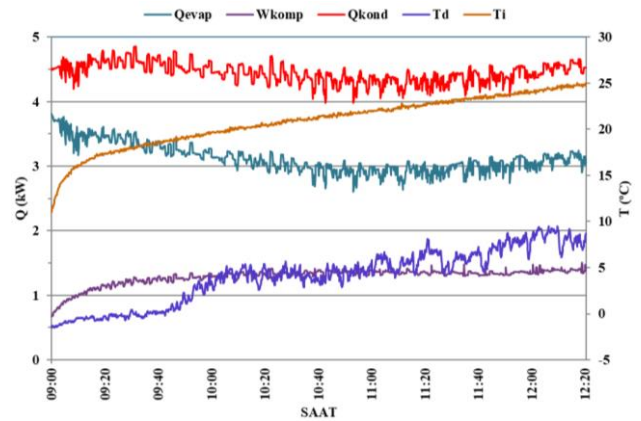
Sistemdeki ekipmanları ekserji verimleri ise aşağıda gösterilen tablodaki eşitlikler ile hesaplanmıştır.

Çizelge 3. Sistem ekipmanlarının ekserji verimleri (Exergy efficiencies of system equipments)

Ekipman	Ekserji verimleri
Kompresör	$\eta_{komp} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{comp,el}}$
Kondenser	$\eta_{kond} = \frac{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_7}{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3} = \frac{\dot{m}_{fc}(\psi_5 - \psi_7)}{\dot{m}_{sa}(\psi_2 - \psi_3)}$
Genleşme valfi	$\eta_{gv} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3} = \frac{\psi_4}{\psi_3}$
Evaporatör	$\eta_{evap} = \frac{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_1} = \frac{\dot{m}_{skid}(\psi_8 - \psi_{10})}{\dot{m}_{sa}(\psi_4 - \psi_1)}$
Fancoil	$\eta_{fc} = \frac{\dot{Q}_{fc}(1 - T_0/T_i)}{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7} = \frac{\dot{Q}_{fc}(1 - T_0/T_i)}{\dot{m}_{fc}(\psi_6 - \psi_7)}$
Su kaynağı Isı değiştirici	$\eta_{skid} = \frac{\dot{E}x_9}{\dot{E}x_8 + \dot{Q}_{skid}(1 - T_0/T_{ri})}$ $= \frac{\dot{m}_{skid}\psi_9}{\dot{m}_{skid}\psi_8 + \dot{Q}_{skid}(1 - (T_0/T_{ri}))}$

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

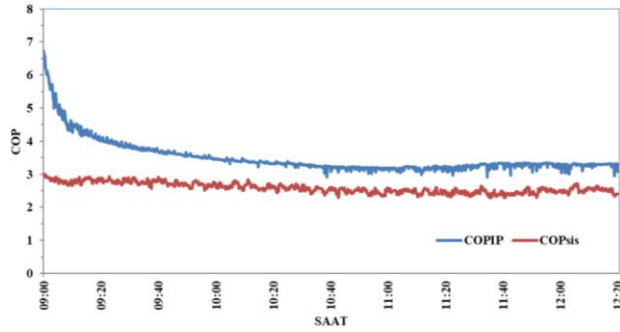
Yapılan bu çalışmada, yüzey suyu kaynaklı bir ısı pompası sistemi tasarlanarak Karabük üniversitesi kampüsü içerisinde kurulmuş ve sistem üzerinde deneyler yapılarak enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Analizler neticesinde elde edilen sonuçlar ise grafiksel olarak sunulmuştur.



Şekil 3. Isı pompası soğutucu akışkan devresi elemanlarının kapasiteleri ile iç ortam ve dış hava sıcaklıklarının zamanla değişimi (Indoor and outdoor temperatures distributions and equipment capacities of heat pump refrigerant circuit as a function of time)

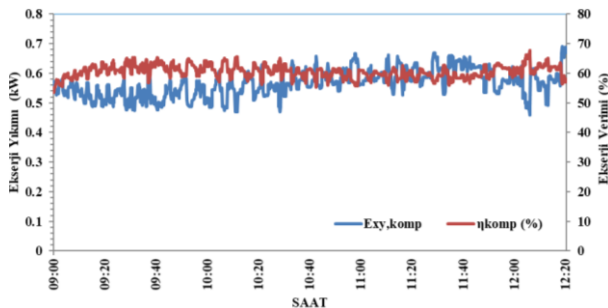
Şekil 3’te evaporatör ve kondenser yükü, kompresör gücü, dış ve iç ortam sıcaklıkları grafiksel olarak verilmiştir. İç ortam sıcaklığı 10.9°C olarak başlayıp 25°C olduğunda deneyler tamamlanmıştır. Bu durumun sebebi 25°C’den sonra sistemin rejime girmesidir. Evaporatörden çekilen ısı yükü ortalama 3.2 kW değerindedir. Deney başlangıcında 3.8 kW civarında olan bu değer, ortam sıcaklığı 25°C olana kadar 3kW değerine kadar düşmüştür. Kondenser yükü ise ortalama 4.4 kW

değerindedir. Bu değer deney süresince stabil bir şekilde kalmış çok büyük bir değişiklik göstermemiştir. Kompresör gücü ise deney başlangıcında 0.6 kW, sonlarına doğru 1.4 kW civarında, ortalama ise 1.28 kW değerindedir. Deney başlangıcında evaporatör yükü yüksek olduğu ve sonlarına doğru düşüşe geçtiği için kompresörün bu yükü karşılaması için daha fazla çalışması gerekmiştir. Evaporatör ve kondenser arasındaki ısı yükü farkı arttıkça buna bağlı olarak kompresör gücü artmıştır.



Şekil 4. Isı pompasının ve sistemin performans katsayılarının zamanla değişimi (Changes of performance coefficients of heat pump and system over time)

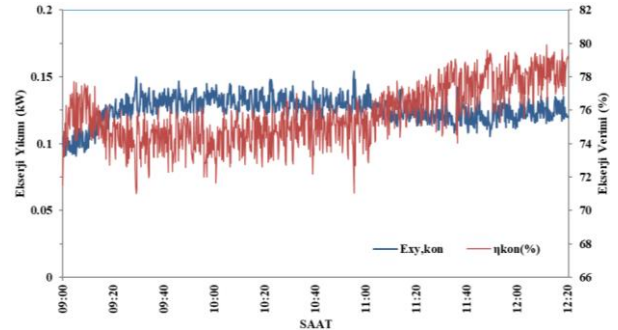
Şekil 4'te ise ısı pompası ve tüm sistemin COP değeri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Isı pompası sisteminin ortalama COP değeri sadece kondenser yükünün kompresörün gaz devresinden hesaplanan gücüne bölünmesiyle elde edilmiştir. Başlangıçta yüksek olarak seyreden bu değer sistem rejime girdikten sonra sabit ve ortalama değer olan 3.5 civarında devam etmiştir. Tüm sistemin COP değeri ise fancoil'den elde edilen ısı yükünün sistemde iş tüketen kompresör, fan ve pompaların elektrik gücüne bölünmesi ile elde edilmiştir. Bu değer tüm sistem için daha sağlıklı sonuçlar vermiş ve ortalama 2.58 olarak tespit edilmiştir. Deney başlangıcı ve bitimi arasındaki değişim sistemin COP değerinde daha stabildir.



Şekil 5. Kompresörde gerçekleşen ekserji yıkımı ve ekserji veriminin zamanla değişimi (Exergy destruction and exergy efficiency in compressor as a function of time)

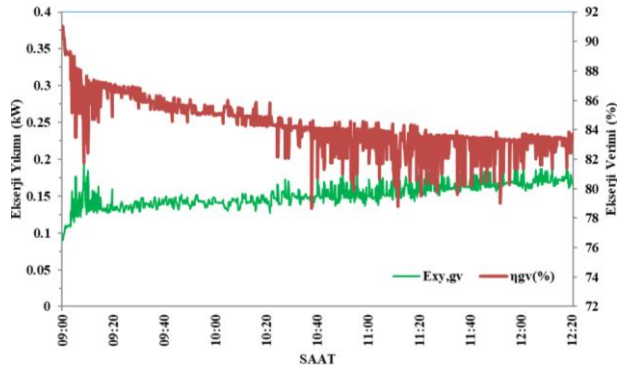
Şekil 5'te kompresörde gerçekleşen ekserji yıkımları ve ekserji verimleri grafiksel olarak gösterilmiştir. Ortalama ekserji yıkımı 0.56 kW civarındayken, ortalama ekserji

verimi ise %60 civarındadır. Ekserji yıkımları düştükçe verim yükselmekte, ekserji yıkımları arttığında ise verimlerin düştüğü yani birbirleri ile ters orantılı olduğu gözlemlenmiştir.



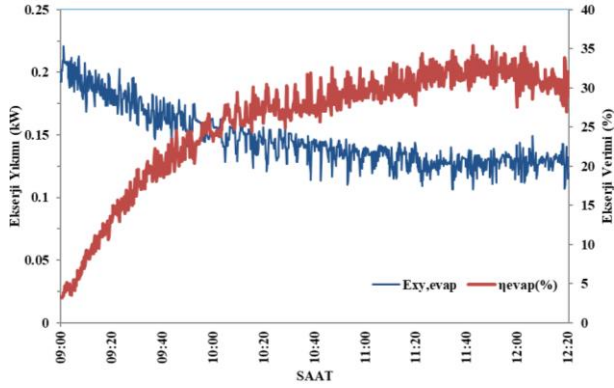
Şekil 6. Kondenser ekserji yıkımları ve veriminin zamanla değişimi (Variation of exergy destruction and exergy efficiency in the condenser over time)

Şekil 6'da ise Kondenserde gerçekleşen ekserji yıkımı ve kondenserin ekserji verimi görülmektedir. Kondenserin ortalama ekserji yıkımı 0.125 kW civarındadır. Deney başlangıcında kısmen yüksek seyreden bu değer sistem rejime girdiğinde stabil olarak gözlemlenmiştir. Kondenser için ekserji verimi ise ortalama %75 gibi yüksek bir değer olarak tespit edilmiştir. Ekserji yıkımlarına göre ters orantılı olan verim değeri deney başlangıcında düşük, sonlara doğru yüksek olarak görülmektedir.



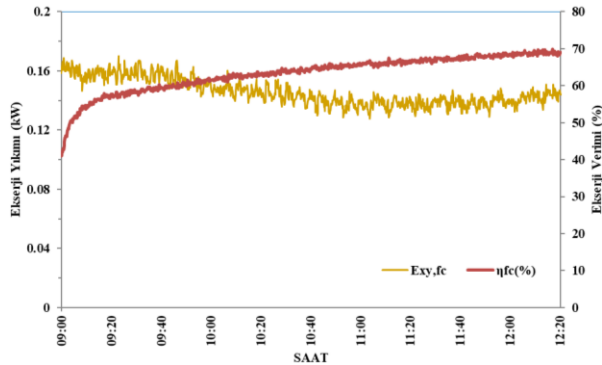
Şekil 7. Genleşme valfi ekserji verimi ve ekserji yıkımının zamana bağlı değişimi (Variation of exergy destruction and exergy efficiency in expansion valve over time)

Şekil 7'de Genleşme valfinde gerçekleşen ekserji yıkımı ve bu ekipmanın ekserji verimi görülmektedir. Ortalama olarak %85 civarında olan ekserji verimi değeri, ekserji yıkımları arttıkça azalma eğilimindedir. Deney başlangıcında 0.09 kW olan ekserji yıkımı değeri deney sonunda 0.16 kW değerlerine kadar ulaşmıştır. Bu duruma paralel olarak verim değeri de %91'lerden %83'e kadar düşmüştür.



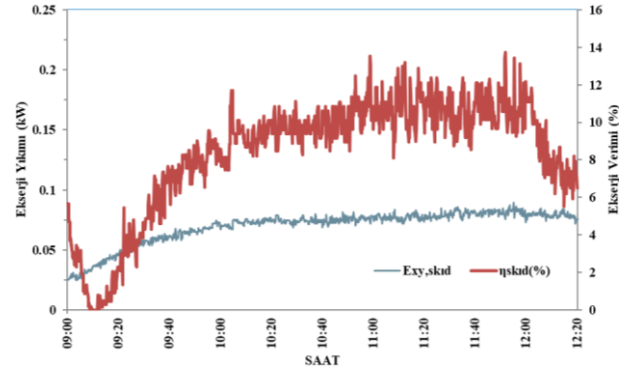
Şekil 8. Evaporatör ekserji yıkımları ve verimlerin zamana göre değişimi (Variation of exergy destruction and exergy efficiency in evaporator over time)

Evaporatör için yapılan analizler sonuçları Şekil 8'de detaylı olarak görülmektedir. Ekserji yıkımları deneyin başladığı ilk saatlerde 0.2 kW, ekserji verimi ise %3 civarlarındadır. Deney sonlarına doğru ekserji verimleri artarak %32 seviyelerine ulaşmıştır ve ekserji yıkımları da 0.11 kW civarına kadar gerilemiştir. Bu durum bize sistem rejime girdikçe evaporatörün daha yüksek performans sergilediği gözlemlenmiştir.



Şekil 9. Fan-Coil için ekserji yıkımları ve verimlerin zamana bağlı değişimi (Variation of exergy destruction and exergy efficiency in Fan-Coil over time)

Sistemde mahal içerisinde ısıtma işleminin gerçekleştirildiği ekipman olan fancoil için yapılan ekserji analizi sonuçları Şekil 9'da grafiksel olarak sunulmuştur. Ekserji yıkımları ortama 0.145 kW iken ortalama ekserji verimleri %63 civarında tespit edilmiştir. Diğer ekipmanlarda olduğu gibi, ekserji yıkımlarının azalması, ekserji verimlerinin artmasına sebep olmuştur.



Şekil 10. Su kaynağı ısı değiştiricisi için ekserji verimi ve yıkımının zamana bağlı değişimi (Variation of exergy destruction and exergy efficiency in water source heat exchanger over time)

Su kaynağı ısı değiştiricisinin ekserji analizi sonuçları Şekil 10'da görülmektedir. Sistemde akarsu içerisinde bulunan bu ekipmanın verim değeri ortalama olarak %8 gibi düşük bir seviyede seyretmektedir. Bu durumun sebebi akarsu gibi kaynakların aslında sonsuz bir ısı kaynağı olması ve bu kaynağın yüksek oranda kullanılmasının mümkün olmamasından kaynaklanmaktadır. Ancak ekserji yıkımlarına bakıldığında, ısı değiştiricisinin ortalama yıkım değeri 0.07 kW gibi çok düşük bir değerdir.

5. SONUÇ (CONCLUSION)

Yapılan bu çalışmada, Karabük ilinde bulunan bir akarsuda (araç çayı) su kaynaklı ısı pompası sistemi başarılı bir şekilde çalıştırılarak kış şartlarında ısıtma amacıyla kullanılmıştır. Isı pompası sistemi, frekans invertörlü olarak tasarlanmış ve deneyler 35 Hz'de alınmıştır. Alınan deney sonuçlarına göre ısı pompası sistemine enerji ve ekserji analizleri uygulanmış ve sistem performansı incelenmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda elde edilen sonuç ve öneriler aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

-Deney başlangıcında evaporatör yükü 3.8 kW sonlarına doğru ise 3 kW değerindedir. Burada meydana gelen düşüş karşılamak için kompresörün daha fazla çalışması gerektiğinden dolayı başlangıçta 0.6 kW olan kompresör gücü, deney sonlarına doğru 1.4 kW değerine kadar yükselmiştir.

-Kondenserden ortama atılan ısı yükü yaklaşık olarak 4.4 kW değerindeyken, kompresör için harcanan güç 1.28 kW değerindedir. Bu durum sistemin COP değerini 3.5 civarında olduğunu göstermektedir. Tüm sistem için fan ve pompa güçleride hesaba katıldığında COP değeri 2.6 olarak hesaplanmıştır. Yani sistem harcadığı işin 2.6 katı kadar ısı enerji elde edebilmektedir.

-Yapılan ekserji analizi sonuçlarına sistemde en yüksek ekserji yıkımına sahip ekipmanın kompresör olduğu tespit edilmiştir. Ekserji yıkımları zamana bağlı olarak artış göstermektedir bunun sebebi kompresör yükünün zamanla artması ve bu duruma paralel olarak tersinmezliklerin artmasıdır. En düşük ekserji yıkımına

sahip ekipman ise 0.06 kW değeri ile su kaynağı ısı değiştiricisidir.

-Sistemde ekserji verimlerine bakıldığında en yüksek verime sahip ekipman %85 ile genleşme valfidir. Bu durum mekanik ısı pompası sisteminin doğru tasarlandığını bize göstermektedir. En düşük ekserji verimi ise su kaynağı ısı değiştiricisinde %8 olarak tespit edilmiştir. Su kaynağı ısı değiştiricisinin veriminin düşük olmasının sebebi akarsu gibi büyük bir ısı deposunun tamamının kullanılmasının mümkün olmamasıdır. Buna rağmen bu ekipman için ekserji yıkımları çok düşük değerdedir.

-Ekserji analizleri sonucunda, ekserji yıkımlarındaki azalmanın ekipmanın ekserji verimini arttırdığı tespit edilmiştir.

-Akarsu kaynaklı ısı pompası için gelecek çalışmalar için frekans invertörünün farklı değerlerde denenmesi, yaz aylarında soğutma amacıyla kullanılması, planlanmaktadır.

Simgeler ve Kısaltmalar (Nomenclature)

YSKIP	Yüzey suyu kaynaklı ısı pompası
SKIP	Su kaynaklı ısı pompası
SKID	Su kaynağı ısı değiştirici
C	Özgöl ısı (kJ/kg K)
COP	Performans katsayısı (birimsiz)
Hz	Hertz
\dot{Q}	Isı gücü (kW)
\dot{E}_x	Ekserji (kW)
h	Özgöl entalpi (kJ/kg)
\dot{m}	Kütlesel debi (kg/s)
P	Basınç (kPa)
Q	Isı transfer miktarı (kJ)
s	Özgöl entropi (kJ/kg K)
T	Sıcaklık (°C)
\dot{W}	Mekanik güç (kW)

Yunan harfleri (Greek letters)

ψ	özgül ekserji (kJ/kg)
η	verim (%)

Alt simgeler (subscript)

0	referans (ölü) hal
el	elektrik
d	dış ortam
i	iç ortam
ref	soğutucu akışkan
ri	nehir
kon	kondenser

ev	evaporatör
egs	etilen-glikol / su devresi
komp	kompresör
gv	genleşme valfi
f	fan
fc	Fan-coil
skıd	Su kaynağı ısı değiştirici
y	yıkım
evap	evaporatör
IP	Isı pompası
sis	Sistem
sa	soğutucu akışkan

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Karabük Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine çalışmamızı KBÜBAP - 11/2-DR-002 proje numarası ile destekledikleri için teşekkürlerimizi sunarız.

ETİK STANDARTLARIN BEYANI (DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazarları çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

Serkan KOCAKULAK: Deneyleri yapmış ve sonuçlarını analiz etmiştir.

Sezayi YILMAZ: Deneyleri yapmış ve sonuçlarını analiz etmiştir.

Alper ERGÜN: Sonuçları analiz etmiş ve makalenin yazım işlemini gerçekleştirmiştir.

ÇIKAR ÇATIŞMASI (CONFLICT OF INTEREST)

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Zhang, J., Zhang, H. H., He, Y. L., & Tao, W. Q., "A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China", *Applied Energy*, 178: 800-825, (2016).
- [2] Marina, A., Spoelstra, S., Zondag, H. A., & Wemmers, A. K. "An estimation of the European industrial heat pump market potential", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 139: 110545., (2021).
- [3] Devecioğlu, A. G., & Oruç, V., "Energetic performance analysis of R466A as an alternative to R410A in VRF systems". *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 23(6): 1425-1433, (2020).

- [4] Tzivanidis, C., Bellos, E., Mitsopoulos, G., Antonopoulos, K. A., & Delis, A., "Energetic and financial evaluation of a solar assisted heat pump heating system with other usual heating systems in Athens", *Applied Thermal Engineering*, 106: 87-97, (2016).
- [5] Chae, K. J., & Ren, X., "Flexible and stable heat energy recovery from municipal wastewater treatment plants using a fixed-inverter hybrid heat pump system", *Applied Energy*, 179: 565-574, (2016).
- [6] Zhao, Z., Xing, Z., Hou, F., Tian, Y., & Jiang, S. "Theoretical and experimental investigation of a novel high temperature heat pump system for recovering heat from refrigeration system" *Applied Thermal Engineering*, 107: 758-767, (2016).
- [7] Attia, A. A. "Heat pump seawater distillation system using passive vacuum generation system", *Desalination*, 397: 151-156, (2016).
- [8] Akbulut, U., Utlu, Z., & Kincay, O., "Exergy, exergoenvironmental and exergoeconomic evaluation of a heat pump-integrated wall heating system", *Energy*, 107: 502-522, (2016).
- [9] Ceylan, İ., Ergün, A., Acar, B., & Aydın, M. "Psychometric and thermodynamic analysis of new ground source evaporative cooling system", *Energy and Buildings*, 119, 20-27: (2016).
- [10] Kılınç, F., Buyruk, E., & caner, M., "Sivas İli Şartlarında Yatay Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Isıtma ve Soğutma İçin Performans Analizi", *Politeknik Dergisi*, 22(4): 1039-1044, (2019).
- [11] Zhu, N., Hu, P., Wang, W., Yu, J., & Lei, F., "Performance analysis of ground water-source heat pump system with improved control strategies for building retrofit", *Renewable energy*, 80: 324-330, (2015).
- [12] Cho, I. Y., Seo, H., Kim, D., & Kim, Y., "Performance comparison between R410A and R32 multi-heat pumps with a sub-cooler vapor injection in the heating and cooling modes", *Energy*, 112: 179-187, (2016).
- [13] Zhang, Y., Akkurt, N., Yuan, J., Xiao, Z., Wang, Q., & Gang, W., "Study on model uncertainty of water source heat pump and impact on decision making", *Energy and Buildings*, 216: 109950, (2020).
- [14] Jung, Y., Kim, J., Kim, H., Nam, Y., Cho, H., & Lee, "HComprehensive multi-criteria evaluation of water source heat pump systems in terms of building type, water source, and water intake distance", *Energy and Buildings*, 236: 110765, (2021).
- [15] Cardemil, J. M., Schneider, W., Behzad, M., & Starke, A. R., "Thermal analysis of a water source heat pump for space heating using an outdoor pool as a heat source", *Journal of Building Engineering*, 33: 101581, (2021).
- [16] Yan, H., Ding, L., Sheng, B., Dong, X., Zhao, Y., Zhong, Q., ... & Shen, J., "Performance prediction of HFC, HC, HFO and HCFO working fluids for high temperature water source heat pumps", *Applied Thermal Engineering*, 185: 116324, (2021).
- [17] Deng, N., Gao, J., Cai, R., Jing, X., Zhang, Y., Hao, R., & Li, M., "Experimental investigation on matching a conventional water source heat pump with different refrigerants for supplying high temperature water", *Applied Thermal Engineering*, 166: 114668, (2020).
- [18] Lv, Y., Si, P., Rong, X., & Yan, J., "An optimization method for CCHP and river water source heat pump combined system" *Energy procedia*, 145: 592-597, (2018).
- [19] Wang, Z., Wang, L., Ma, A., Liang, K., Song, Z., & Feng, L., "Performance evaluation of ground water-source heat pump system with a fresh air pre-conditioner using ground water" *Energy Conversion and Management*, 188: 250-261, (2019).
- [20] Özdemir, M. B., & Özkaya, M. G., "Ankara İli Şartlarında Düşey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi", *Politeknik Dergisi*, 18(4): 269-280, (2015).
- [21] Fuentes, E., Waddicor, D. A., & Salom, J., "Improvements in the characterization of the efficiency degradation of water-to-water heat pumps under cyclic conditions", *Applied Energy*, 179: 778-789, (2016).
- [22] Waddicor, D. A., Fuentes, E., Azar, M., & Salom, J., "Partial load efficiency degradation of a water-to-water heat pump under fixed set-point control", *Applied Thermal Engineering*, 106: 275-285, (2016).
- [23] Schibuola, L., & Scarpa, M. "Experimental analysis of the performances of a surface water source heat pump" *Energy and Buildings*, 113: 182-188, (2016).
- [24] Si, P., Li, A., Rong, X., Feng, Y., Yang, Z., & Gao, Q., "New optimized model for water temperature calculation of river-water source heat pump and its application in simulation of energy consumption", *Renewable Energy*, 84, 65-73: (2015).
- [25] Baik, Y. J., Kim, M., Chang, K. C., Lee, Y. S., & Ra, H. S., "Potential to enhance performance of seawater-source heat pump by series operation", *Renewable Energy*, 65, 236-244: (2014).
- [26] Ceylan, İ., Ali, İ. H. G., Ergün, A., Gürel, A. E., Acar, B., & Islam, N., "A new hybrid system design for thermal energy storage" *Journal of Thermal Science*, 29(5): 1300-1308, (2020).