



R410A Akışkanı için Su Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Enerji Ve Ekserji Analizi

Halit Can Vidinlioğlu¹, Canan Cimşit^{2*}

¹ Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Programı, Kocaeli, Türkiye, (ORCID: 0000-0002-5282-1877), can.19201923@hotmail.com

^{2*} Kocaeli Üniversitesi, Gölcük MYO, Gölcük, Türkiye, (ORCID: 0000-0002-3222-1735), ccimsit@kocaeli.edu.tr

(İlk Geliş Tarihi 31 Ocak 2023 ve Kabul Tarihi 4 Mayıs 2023)

(DOI: 10.31590/ejosat.1245248)

ATIF/REFERENCE: Vidinlioğlu, H., C., & Cimşit, C. (2023). R410A Akışkanı için Su Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Enerji Ve Ekserji Analizi. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (51), 115-124.

Öz

Isı pompası sistemleri, alternatif enerji kaynaklarının kullanması bakımından günümüzde oldukça tercih edilen uygulamalardır. Bu sistemlerde çevre dostu akışkanlar kullanılarak çevre kirliliğinin azaltılması mümkün olabilmektedir. Isı pompaları ısı kaynaklarına göre; hava, toprak ve su şeklinde sınıflandırılmaktadır. Bu çalışma ısı pompasında ısı kaynağı olarak su kullanmanın uygulanabilirliğini araştırmak ve sistem tasarımı için mühendislik verileri elde etmek amacıyla yapılmıştır. Su kaynaklı ısı pompası sistemi R-410A soğutucu akışkan kullanımı durumunda yaz ve kış durumları için enerji ve ekserji analizi yöntemleri kullanılarak performans değerlendirme amaçları için modellenmiştir. Isı pompası devresi, su altı ısı değiştirici devresi ve fancoil devresi olmak üzere üç ana sistemden oluşan su kaynaklı ısı pompası sisteminin yaz ve kış durumları için farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıklarında enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Su altı ısı değiştiriciye giren suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları kış durumu için 14,1 ve 10°C, yaz durumu için 17 ve 27°C'dir. Fancoil devresinde dolaşan su ısıtma durumunda 50/40°C soğutma durumunda 7/12°C sıcaklık aralığında çalışmaktadır. Kış durumunda kondenser sıcaklığı arttıkça COP değeri azalırken sistemin toplam ekserji yıkım miktarı da artmaktadır. Yaz durumunda ise evaporatör sıcaklığı azaldıkça sistemin COP değerinin azaldığı görülmektedir. Ayrıca evaporatör sıcaklığı azaldıkça sistemin toplam ekserji yıkım miktarı arttığı sonuçları elde edilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Su kaynaklı Isı Pompası, Enerji, Ekserji, Termodinamik analiz

Energy And Exergy Analysis in Water Source Heat Pump System for R410A Fluid

Abstract

Heat pump systems are highly preferred applications today in terms of using alternative energy sources. In these systems, it is possible to reduce environmental pollution by using environmentally friendly fluids. Heat pumps according to heat sources is classified as air, soil and water. This study has been conducted to investigate the feasibility of using water as a heat source in a heat pump and to obtain engineering data for system design. The water source heat pump system has been modeled for performance evaluation purposes using energy and exergy analysis methods for summer and winter conditions in the case of using R-410A refrigerant. Energy and exergy analyzes have been carried out at different condenser and evaporator temperatures for the summer and winter conditions of the water source heat pump system, which consists of three main systems, the heat pump circuit, the underwater heat exchanger circuit and the fan coil circuit. The inlet and outlet temperatures of the water entering the underwater heat exchanger are 14,1 and 10°C for winter condition, 17 and 27°C for summer condition. The water circulating in the fan coil circuit operates in the temperature range of 7/12°C in the case of 50/40°C cooling in the case of heating. As the condenser temperature increases in winter, the COP value decreases, while the total exergy destruction of the system increases. In summer, it is seen that the COP value of the system decreases as the evaporator temperature decreases. In addition, as the evaporator temperature decreases, the total exergy destruction amount of the system increases.

Keywords: Water source heat pump, Energy, Exergy, Thermodynamics analysis

* Sorumlu Yazar: ccimsit@kocaeli.edu.tr

1. Giriş

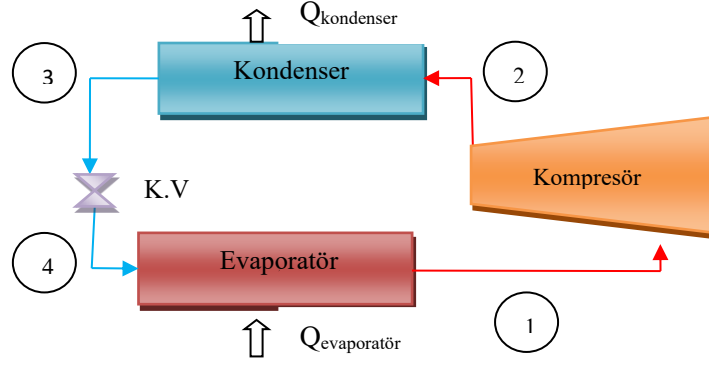
Fosil kökenli kaynakların sınırlı olması yenilenebilir enerji kaynaklarının önemini artırmıştır. Isıtma ve soğutma amaçlı alternatif enerjileri kaynaklarını kullanan ısı pompalarının günümüzde kullanımlarının yaygınlaştırılması gerekmektedir. Isı pompası sistemlerinde gerekli olan enerji hava, toprak, güneş, su vb. ısı kaynaklarından sağlanmaktadır.

Isı pompası sistemleri ile ilgili literatürde yer alan teorik ve deneysel çalışmalar mevcuttur. Saunali bir otelden çıkan atık suyu ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompası sistemi tasarlanmış ve analiz edilmiştir. Sonuç olarak, ısı pompasının yıllık ortalama COP (Soğutma Tesir Katsayısı-Coefficient of Performance) değerinin 4,8 civarında olduğu ve ısı pompasının kış mevsiminin hafta sonu hariç sıcak su yükünün %100'ünü karşılayabileceği öngörülmüştür [1]. Çin'deki sıcak yaz ve soğuk kış bölgelerinde nehir suyu kaynaklı ısı pompası sistemlerinin gerçek çalışma etkisini değerlendirmek için, Şangay'daki bir enerji istasyonu için bir nehir suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma ve soğutma performansı incelenmiştir. Nehir suyu sıcaklığının değişim özellikleri analiz edilmiştir. Nehir suyu sıcaklığı ile çevre hava sıcaklığı arasında dikkate değer bir doğrusal ilişki olduğu ve elde edilen korelasyonun yıl boyunca nehir suyu sıcaklıklarını hesaplamak için kullanılabilirliği belirtilmiştir [2]. Bölgesel ısıtma için toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Bu toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans özellikleri, enerjik ve ekserjetik yönler açısından değerlendirilmiştir. 7 Ocak 2004 tarihinde yapılan ölçümlere göre, zeminden ısı çekme oranı ortalama olarak $61,4 \text{ Wm}^{-1}$ sondaj derinliği olarak bulunurken, ısıtma kapasitesinin kW'ı başına gerekli sondaj deliği uzunluğu metre olarak 11,71 olarak elde edilmiştir [3]. Hava kaynaklı ısı pompası için yapılan deneysel çalışmada Varna'daki bir idari bina için alan ısıtma üretimi sağlayan havadan suya ısı pompası sisteminin işleyişi araştırılmıştır. Bu amaçla, ısı pompası sisteminin kış aylarında kesintili çalışma modu dikkate alınmıştır. Isı pompası sisteminin dış ortam sıcaklığı ve çalışma karakteristikleri için gerçek değerler kullanılarak çalışma yapılmıştır [4]. Çin'in Zhangye şehrinde 72755 m^2 alana sahip bir ortaokulda yer altı su kaynaklı ısı pompasının performansını analiz edilmiştir. Çıkan sonuçlarda tüm sistemin, yüksek kapasiteli ve düşük kapasiteli ısı pompası sistemlerinin ısıtma modunda COP değerleri sırasıyla 3,67, 4,3 ve 6,24 olarak bulunmuştur [5]. Toprak kaynaklı ısı pompasının ısıtma performansını teorik ve deneysel olarak yapılan çalışmalarda ısı pompasının enerji ve ekserji yönünde detaylı analizleri yapılarak toprak kaynaklı ısı pompasının avantajları sunulmuştur [6, 7, 8, 9]. Düz plaka toplayıcılar, bir sıcak su depolama tankı ve bir su kaynaklı ısı pompası ile basit ve uygun maliyetli güneş destekli ısı pompası sistemi önerilmiştir. Kuzey Çin'de 2000–2001 ısıtma sezonunda tüm sistemin ve ana bileşenlerinin termal performansları deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel olarak elde edilen verilerden, potansiyel kullanıcılar için bir maliyetli güneş destekli ısı pompası sisteminin birincil tasarımında ve geliştirilmesinde yardımcı olabilecek bazı önemli sonuçlar ve öneriler elde edilmiştir [10]. Hindistan kış iklim koşulları için sekiz saatlik çalışma için güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel araştırması gerçekleştirilmiştir. Saatlik olarak yapılan detaylı termodinamik enerji dengesi, güneş kollektörü ve yer ısı eşanjöründen maksimum ısı çıkışının elde edildiği saat 12.00'de maksimum ısı kaybının gözlemlendiğini belirtmiştir [11]. Düşük dereceli atık ısının yeniden kullanımı için uygun bir seçim yapabilmek adına mekanik ısı pompası, buhar türbini ve organik Rankine çevrimi (ORC) Aspen Plus ile modellenmiştir. $100\text{--}150^\circ\text{C}$ atık ısı sıcaklıklarının yanı sıra $10\text{--}30^\circ\text{C}$ ısı pompası sıcaklık artışlarının çalışma koşulları simüle edilmiş ve hesaplanmıştır. [12]. Dikey çift sarmal serpantinli (DÇSS) toprak ısı eşanjörlü (TIE) bir güneş-toprak kaynaklı ısı pompası (GTKIP) sistemi için teorik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Analitik sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Burada sunulan matematiksel model, toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri için bir TIE tasarımı için tasarım rehberliği sağlayabileceği belirtilmiştir [13]. Su kaynaklı ısı pompası sistemlerinin termal potansiyel tahmini ve enerji dönüşüm sistemlerindeki ana konuların gözden geçirilmesine odaklanmış olup, termal potansiyelin tahmini teorik, coğrafi, çevresel, teknik ve zamansal potansiyeller açısından gözden geçirilmiştir. Sistemi oluşturan bileşenler ısı pompaları, su alma sistemleri ve klima santralleri olarak ayrı ayrı incelenmiştir. Ayrıca bina tipi, su kaynağı, su alma mesafesi gibi tüm sistemin performansını iyileştirmeye yönelik kritik parametreler inceleyerek bu çalışmanın, artan enerji taleplerini karşılamak için su kaynaklarının termal enerji kullanımını sağlamak için değerli bir ek olması beklentisi oldukları ifade edilmiştir [14].

Ülkemizde Su Kaynaklı Isı Pompalarının (SKIP) kullanımı oldukça az olup, bu sistemlerin kullanımlarının yaygınlaştırılması halinde enerji tasarrufu sağlaması bakımında bu sistemler önemli olacaktır. Bu kapsamda bu çalışma ısı pompasında ısı kaynağı olarak su kullanmanın uygulanabilirliğini ve sistem tasarımı için mühendislik verileri elde etmek amacıyla bu sistemin analizi yapılmıştır. Bu amaçla su kaynaklı ısı pompası sisteminin R410A soğutucu akışkan kullanımı durumunda yaz ve kış durumları için enerji ve ekserji analizi yöntemleri kullanılarak performans değerlendirme amaçları için modellenmiştir. Elde edilen sonuçlar tablolar halinde verilmiştir.

2. Materyal ve Metot

Buhar sıkıştırma soğutma çevrimi ısı pompalarında en çok kullanılan çevrim olup, çevrim Şekil 1' de verilmiştir.



Şekil 1. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (Figure 1. Vapor compression refrigeration cycle)

2.1 Su Kaynaklı Isı Pompası (SKIP) Sisteminin Termodinamik Analizi

Su kaynaklı ısı pompası (SKIP) sisteminde ısı kaynağı olarak kuyu, göl, nehir, ırmak, deniz, şehir şebekesi ve üretim tesislerinden elde edilebilen su kullanılabilir. Kuyu suları kararlı bir sıcaklığa sahiptir. Göl, nehir ve benzeri yer üstü sularında ise sıcaklık yıl boyunca kuyu sularına göre daha fazla değişmekte olup, ülkemizde 0°C'nin altına düşmemektedir. Bu özellikte su kaynaklı ısı pompalarını cazip kılmaktadır.

Su kaynaklı ısı pompası çevriminin termodinamik analizi için aşağıdaki denklemler yazılabilir:

Süreklilik denklemi:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (1)$$

Termodinamiğin 1. Kanunu:

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_ç - \sum H_g \quad (2)$$

Isı pompaları hem ısıtma amaçlı hem de soğutma amaçlı kullanılmakta olup, ısı pompasının teorik ısıtma (COP_I) ve soğutma (COP_S) etkinlik katsayıları aşağıda verilmiştir [15]:

$$COP_I = \frac{\dot{Q}_{kondanser}}{\dot{W}_{kompresör}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

$$COP_S = \frac{\dot{Q}_{evaporatör}}{\dot{W}_{kompresör}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (4)$$

Su kaynaklı ısı pompası çevriminin ekserji analizinde kullanılan denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir:

Saf maddenin ekserjisi şu şekilde yazılabilir [16]:

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (5)$$

kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilirse,

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

Sistemi oluşturan her bir eleman kontrol hacmi olarak ele alınır,

$$\Delta E = \sum \dot{m}_g \dot{e}_g - \sum \dot{m}_ç \dot{e}_ç - \left[\sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) g - \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) ç \right] + \sum \dot{W} \quad (7)$$

Burada; ilk iki terim, kontrol hacmine giren ve çıkan akışların ekserjisini ifade etmektedir. Üçüncü ve dördüncü terim, sabit bir T sıcaklığında transfer edilen ısının ekserjisini tanımlamaktadır. Son terim ise, kontrol hacmine verilen veya alınan mekanik işin ekserjisidir [17].

2.2 Kış Durumu

Analiz için yapılan varsayımlar;

- Sistem boyunca soğutucu akışkan akışı sırasında kinetik ve potansiyel enerjinin değişiminin etkileri ihmal edilebilir.
- Soğutucu akışkan, evaporatör ve kondenserden sabit basınçta geçmektedir.
- Çevrim bileşenlerinde basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kompresör ve pompa izentropik verimi sırasıyla 0,80 ve 0,85'dir.
- Evaporatör sıcaklığı $T_{\text{evap}} = 0^\circ\text{C}$ 'dir.
- Kondenser sıcaklık aralığı $T_{\text{kod}} = 45, 48, 51, 54$ ve 57°C 'dir.
- Isıtma kapasitesi 20 kW 'dir.

2.3 Yaz Durumu

Analiz için yapılan varsayımlar;

- Sistem boyunca soğutucu akışkan akışı sırasında kinetik ve potansiyel enerjinin değişiminin etkileri ihmal edilebilir.
- Soğutucu akışkan, evaporatör ve kondenserden sabit basınçta geçmektedir.
- Çevrim bileşenlerinde basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kompresör ve pompa izentropik verimi sırasıyla 0,80 ve 0,85dir.
- Evaporatör sıcaklık aralığı $T_{\text{evap}} = -18, -12, -6, 0, 6, 12$ ve 18°C 'dir.
- Kondenser sıcaklığı $T_{\text{kod}} = 45^\circ\text{C}$ 'dir.
- Soğutma kapasitesi ısıtma kapasitesinin 1,25 katı alınarak bulunabilir [19], 25 kW 'dir.

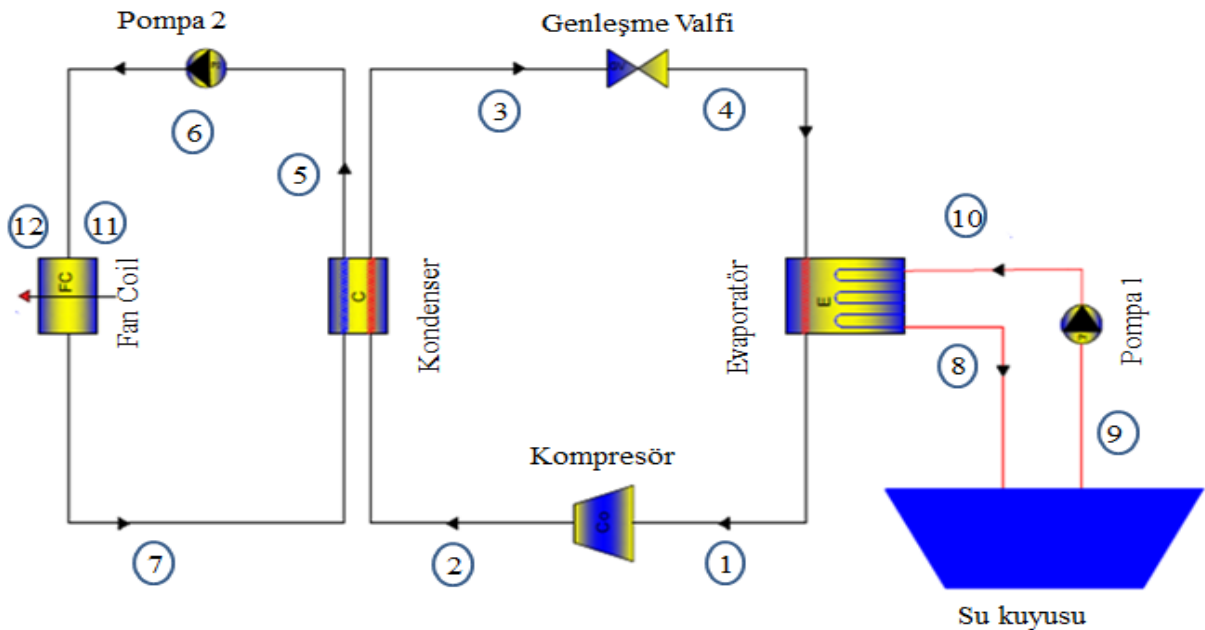
3. 3. Araştırma Sonuçları ve Tartışma

3.1. Kış Durumu

Su kaynaklı ısı pompası ısıtma durumunda soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı pompası devresi, su altı devresi ve fancoil (bir fan ve ısı geçiş yüzeyi olarak serpantin içeren eleman) devresi olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır (Şekil 2). Isı pompası devresinde evaporatör sıcaklığı 0°C , kondenser sıcaklığı ise 45°C olarak alınmıştır. Su altı ısı değiştiricisinde dolaşan akışkan sudur. Su 10°C 'de evaporatörden çıkıp su altı ısı değiştiricisine girmekte ve sudan ısıyı aldıktan sonra $14,1^\circ\text{C}$ 'de evaporatöre girmektedir. Fancoil devresinde dolaşan akışkan da sudur. Su kondenserden ısıyı aldıktan sonra 50°C 'de fancoile girmekte 40°C 'de fancoilden çıkmaktadır. Mahalin ısı kaybını karşılamak için dört adet iki borulu kaset tipi fancoil kullanılmıştır. Sisteme ait düğüm nokta analizi ve sistemi oluşturan elemanların ısı kapasiteleri ve ekserji yıkım miktarları sırasıyla Tablo 1, Tablo 2 ve Tablo 3'te verilmiştir.

İkinci yasa verimi genel bir ifade ile aşağıdaki şekilde tanımlanır [18].

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad (8)$$



Şekil 2. SKIP kış durumu şematik gösterimi (Figure 2. Schematic representation of WSHP winter status)

Tablo 1. SKIP kış durumu analizi (Table 1. WSHP winter status analysis)

Düğüm noktası	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Akışkan	Kütleli debi (kg/s)	Özgül entalpi (kJ/kg)	Özgül entropi (kJ/kgK)	Özgül ekserji (kJ/kg)
0	101,325	25	R-410A		321,1	1,411	
0	101,325	25	Su		104,8	0,3669	
0	101,325	20	Hava		293,5	5,676	
1	796,1	0	R-410A	0,1064	281,4	1,048	68,35
2	2724	69,39	R-410A	0,1064	323,3	1,073	102,9
3	2724	45	R-410A	0,1064	135,4	0,4866	89,84
4	796,1	0	R-410A	0,1064	135,4	0,5137	81,78
5	600	50	Su	0,4784	209,8	0,7035	4,652
6	629,2	50	Su	0,4784	209,9	0,7035	4,682
7	600	40	Su	0,4784	168	0,5721	2,027
8	796,1	10	Su	0,8982	42,76	0,1509	2,33
9	101,3	14,1	Su	0,8982	59,25	0,2111	0,8544
10	796,1	14,1	Su	0,8982	60,06	0,2116	1,545
11	101,325	20	Hava	0,479	293,5	5,678	0
12	101,325	32,45	Hava	0,479	306,1	5,72	0,259

Sistemin COP değeri 4,485 olup Tablo 2’de gösterilmiştir. Ayrıca sistem her bir elemanı için yapılan ekserji analizinde ekserji yıkım miktarı en yüksek değerleri fancoil fanı, genişleme valfi ve su altı ısı değiştiricisine ait olup Tablo 3’te gösterilmiştir.

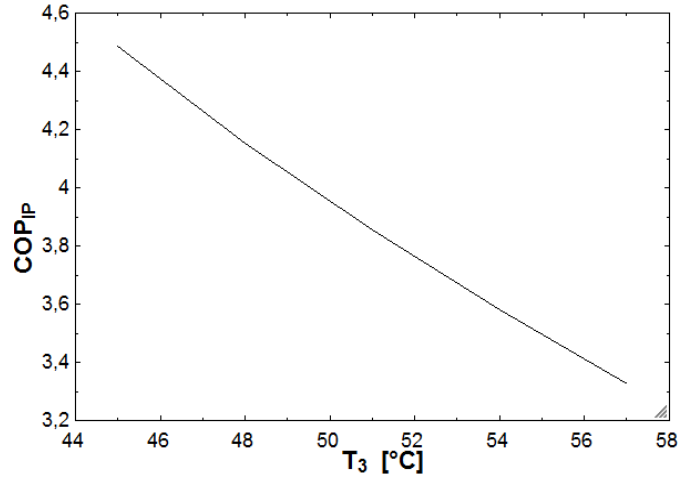
Tablo 2. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri (Table 2. Thermal capacities of system elements)

Sistem elemanları	Isıl kapasite (kW)
Kondenser	20
Evaporatör	15,54
SID (Su altı ısı değiştirici)	14,81
Fancoil fanı	5,004
Kompresör	4,459
Pompa 1	0,7347
Pompa 2	0,01663
COP	4,485

Tablo 3. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı (Table 3. Exergy destruction amount of system elements)

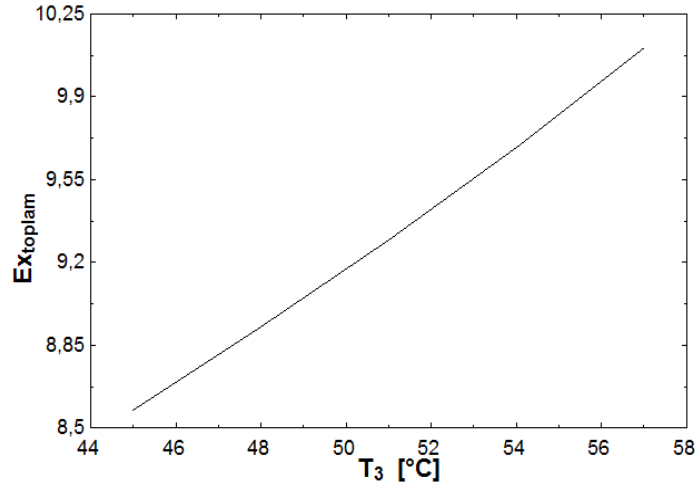
Sistem elemanı	Ekserji yıkım miktarı (kW)
Kondenser	0,1338
Evaporatör	0,7233
Genleşme valfi	0,8583
Kompresör	0,7832
SID (Su altı ısı değiştirici)	0,8113
Pompa 1	0,1145
Pompa 2	0,002302
Fancoil	0,231
Fancoil fanı	4,918
Toplam	8,575

Su kaynaklı ısı pompası ısıtma durumunda farklı kondenser sıcaklığının değişiminin sistemin performansına etkisini incelemek amacı ile farklı kondenser sıcaklıklarında analizi yapılmıştır. Buna göre sistemin kondenser sıcaklığı ile COP değişimi Şekil 3’te gösterilmiştir. Kondenser sıcaklığının artmasıyla kompresörde yapılan işi artığı için COP değerlerinin azaldığı sonucu elde edilmiştir (Şekil 3).



Şekil 3. Kondenser sıcaklığına göre COP değişimi (Figure 3. COP change according to condenser temperature)

Analiz edilen sistemlerde sadece enerji analizine dayanan incelemelerin yanında mutlaka ekserji analizleri de birlikte yapılmalıdır. Çünkü ekserji analizi ile sistem tasarımı, optimizasyonu ve performans değerlendirmelerinde sistemde meydana gelen kayıpların belirlenmesi ve tüm dikkatlerin o noktada odaklanması mümkün olmaktadır. Su kaynaklı ısı pompası ısıtma durumunda yapılan ekserji analizinde kondenser sıcaklığı arttıkça sistemin toplam ekserji yıkımının arttığı sonucu Şekil 4'te gösterilmiştir.

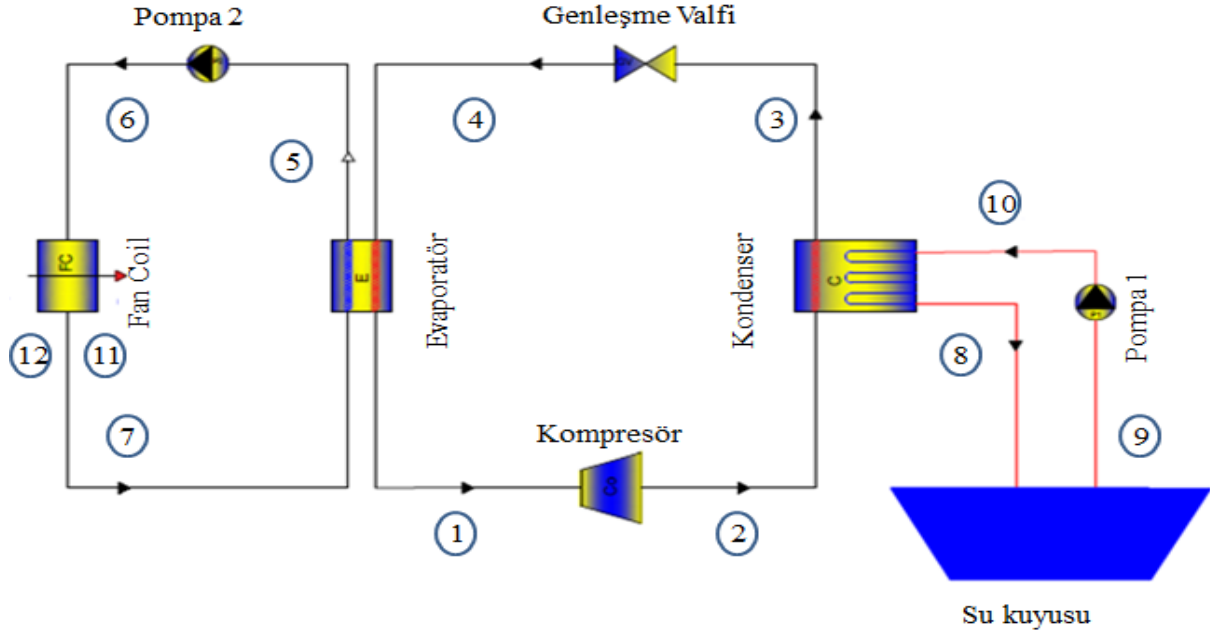


Şekil 4. Kondenser sıcaklığına göre toplam ekserji yıkımı değişimi (Figure 4. Change of total exergy destruction according to condenser temperature)

3.1. Yaz Durumu

Su kaynaklı ısı pompası soğutma durumunda soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı pompası devresi, su altı devresi ve fancoil devresi olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır (Şekil 5). Isı pompası devresinde evaporatör sıcaklığı 0°C, kondenser sıcaklığı ise 45°C olarak alınmıştır. Su altı ısı değiştiricisinde dolaşan akışkan sudur. Su 27 °C'de kondensere girer su altı ısı değiştiricisine girmekte suya ısısını attıktan sonra 17°C'de kondensere girmektedir. Fancoil devresinde dolaşan akışkan da sudur. Su 7°C'de fancoilde girmekte ve 12°C'de fancoilde çıkmaktadır. Mahalin ısı kazancını karşılamak için dört adet iki borulu kaset tipi fancoil kullanılmıştır.

Sisteme ait düğüm nokta analizi, sistemi oluşturan elemanların ısı kapasiteleri ve ekserji yıkım miktarları sırasıyla Tablo 4, Tablo 5 ve Tablo 6'da verilmiştir. Sistemin COP değeri 3,485 olup Tablo 5'te gösterilmiştir. Ayrıca sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı en yüksek sırasıyla fancoil fanı ve kondensere ait olup Tablo 6'da gösterilmiştir. Bunu genişleme valfi ve kompresör izlemektedir.



Şekil 5. SKIP yaz durumu şematik gösterimi (Figure 5. Schematic representation of WSHP summer status)

Tablo 4. SKIP yaz durumu analizi (Table 4. WSHP summer status analysis)

Düğüm noktası	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Akışkan	Kütleli debi (kg/s)	Özgül entalpi (kJ/kg)	Özgül entropi (kJ/kgK)	Özgül ekserji (kJ/kg)
0	101,325	25	R-410A		321,1	1,411	
0	101,325	25	Su		104,8	0,3669	
0	101,325	20	Hava		293,5	5,676	
1	796,1	0	R-410A	0,1712	281,4	1,048	68,35
2	2724	69,39	R-410A	0,1712	323,3	1,073	102,9
3	2724	45	R-410A	0,1712	135,4	0,4866	89,84
4	796,1	0	R-410A	0,1712	135,4	0,5137	81,78
5	600	7	Su	1,194	30,01	0,1063	2,87
6	687,7	7	Su	1,194	30,11	0,1064	2,956
7	600	12	Su	0,7725	50,94	0,1804	1,721
8	796,1	27	Su	0,7725	113,8	0,3947	0,7247
9	725,5	17	Su	0,7725	71,38	0,2532	0,4572
10	796,1	17	Su	0,7725	72,2	0,2536	1,149
11	101,325	27	Hava	0,479	300,6	5,702	0,08282
12	101,325	14,1	Hava	0,479	287,6	5,658	0,06054

Tablo 5. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri (Table 5. Thermal capacities of system elements)

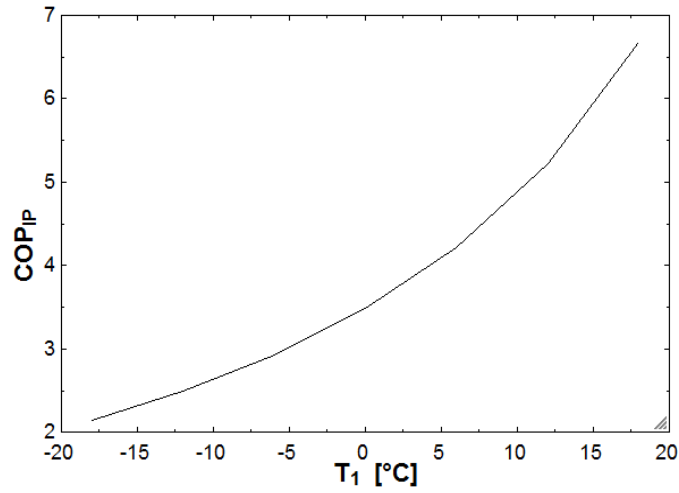
Sistem elemanları	Isıl kapasite (kW)
Kondanser	32,17
Evaporatör	25
SID (Su altı ısı değiştirici)	32,81
Fancoil fanı	6,219
Kompresör	7,174
Pompa 1	0,6322
Pompa 2	0,1232
COP	3,485

Tablo 6. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı (Table 6. Exergy destruction amount of system elements)

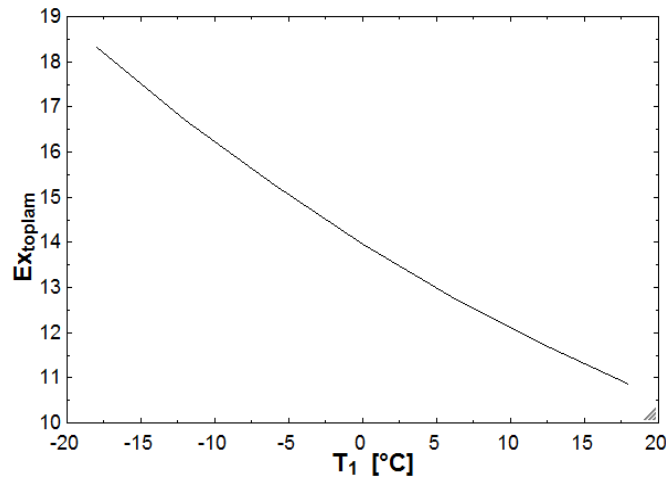
Sistem elemanı	Ekserji yıkım miktarı (kW)
Kondenser	2,563
Evaporatör	0,9258
Genleşme valfi	1,381
Kompresör	1,26
SID (Su altı ısı değiştirici)	1,111
Pompa 1	0,09752
Pompa 2	0,01967
Fancoil	0,3795
Fancoil fanı	6,23
Toplam	13,97

şekil 6’da sistemin evaporatör sıcaklığı ile COP değişimi gösterilmiştir. şekilden evaporatör sıcaklığı arttıkça kompresör işi azaldığı için COP değerinin de arttığı görölmektedir.

Sistemin evaporatör sıcaklığı arttıkça toplam ekserji yıkımının da azaldığı şekil 7’de gösterilmiştir.



şekil 6. Evaporatör sıcaklığına göre COP değişimi (Figure 6. COP change according to evaporator temperature)



şekil 7. Evaporatör sıcaklığına göre toplam ekserji yıkım miktarı (Figure 7. Total amount of exergy destruction according to evaporator temperature)

4. Sonuç

Bu çalışma ısı pompasında ısı kaynağı olarak su kullanmanın uygulanabilirliğini ve sistem tasarımı için mühendislik verileri elde etmek amacıyla yapılmıştır. Bu amaçla su kaynaklı ısı pompası sisteminin yaz ve kış durumlarında enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Su kaynaklı ısı pompasının kış durumunda kondenser sıcaklığı arttıkça COP değerinin azaldığı, toplam ekserji yıkım miktarının ise arttığı sonucu elde edilmiştir. Su kaynaklı ısı pompasının yaz durumunda ise evaporatör sıcaklığı arttıkça COP değerinin artmasına karşın toplam ekserji yıkım miktarının da azaldığı sonucu elde edilmiştir. Analiz sonuçlarına göre toplam ekserji yıkım miktarının azaltılması amacıyla kış durumunda kondenser sıcaklığının düşük, yaz durumunda ise evaporatör sıcaklığının yüksek tutulması gerekmektedir. Enerji tasarrufunu sağlamak adına sistem için gerekli olan kompresör işini minimuma düşürmek amacıyla optimum çalışma sıcaklıkları belirlenmelidir. Ayrıca sistem elemanlarında ve bütün sistemde meydana gelen kayıpların da azaltılması için gerekli önlemler alınmalıdır.

Ülkemizde ısı pompası sistemleri yaygın olarak kullanılmamaktadır. Oysa fosil yakıtların giderek azaldığı ve küresel ısınmanın etkilerinin arttığı günümüzde ısı pompalarında alternatif enerji kaynaklarının kullanımı ile daha etkin ve ekonomik ısıtma ve soğutmanın yapılması mümkün olabilmektedir. Alternatif enerji kaynaklarını kullanan bu alternatif sistemlerin kullanımları yaygınlaştırılmalı ve teşvik edilmelidir.

Semboller

E	Ekserji [kW]
e	Özgül ekserji [kJ/kg]
h	Entalpi [kJ/kg]
\dot{m}	Kütleli debi [kg/s]
s	Entropi [kJ/kgK]
SKIP	Su Kaynaklı Isı Pompası
T	Sıcaklık [° C]
W	İş [kW]
WSHP	Water Source Heat Pump

Alt indisler

Ç	Çıkış
G	Giriş
I	Isıtma
o	Ölü hal
S	Soğutma

Kaynaklar

1. Baek, N.C., Shin, U.C., Yoon, J.H., A study on the design and analysis of a heat pump heating system using wastewater as a heat source, 2005, Solar Energy, 78 427–440.
2. Liu Z., Tan H., Li Z., Heating and Cooling Performances of River-Water Source Heat Pump System for Energy Station in Shanghai, 19- 22 October 2017, 10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, ISHVAC2017, Jinan, China.
3. Hepbaslı, A., Thermodynamic analysis of ground –source heat pump system for district heating, 2005 Int. J. Energy Res., 29:671–687.
4. Zlateva, P., Yordanov, K., Experimental study of heat pump type air-water for heating system performance, 2019, E3S Web of Conferences 112, 01007.
5. Zhou H., Zhou W., Wu J., Zhou Z., Ding S. Measurement And Analysis Of A Heating System Based On Underground Water Source Heat Pump In Zhangye City, 2017,10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, ISHVAC2017, Jinan.
6. Özdemir, M., B., Özkaya, M., G., Ankara İli Şartlarında Düşey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi, 2015, Politeknik Dergisi, 18 (4): 269-280.
7. Esen, H., İnallı, M. Elâzığ İklim Şartlarında Yatay Borulu Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansı, 2003, F. Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, 15(2), 109-117.
8. Kabul, A., İ, Alkan, R., Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Ve Termoeconomik Analizi, 2016, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 36, 1, 119-131.
9. Giuseppe Emmi, g., Zarrella, A., De Carli, M., Galgaro, A., An analysis of solar assisted ground source heat pumps in cold climates, 2015, Energy Conversion and Management 106, 660–675.
10. Kuang, Y.H., Wang, R.Z., Yu, L., Q., Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply, 2003, Energy Conversion and Management, Volume 44, Issue 7, Pages 1089-1098.
11. Verma, V., Murugesan, K., Experimental study of solar assisted ground source heat pump system during space heating operation from morning to evening, 2018, Journal of Mechanical Science and Technology, 32 (1) 391~398.

12. Tan, Z., Feng, X., Yang, M., Wang, Y., Energy and economic performance comparison of heat pump and power cycle in low grade waste heat recovery, 2022, Energy, Volume 260, 125149.
13. Bi, Y., Tingwei Guo, T., Liang Zhang, L., Chena, L., Solar and ground source heat-pump system, 2004, Applied Energy, 78, 231–245.
14. Jung, Y., Oh, J., Han, U., Lee, H., A comprehensive review of thermal potential and heat utilization for water source heat pump systems, 2022, Energy & Buildings 266, 112124.
15. Şimşek, E., Karaçaylı, İ., Mutlu, İ., Farklı koşullardaki hava–su–hava kaynaklı ısı pompasının farklı soğutucu akışkanlarla termodinamik analizi, 2018, BAUN Fen Bil. Enst. Dergisi, 20(1), 174-185.
16. Bejan, A., Tsatsaronis, G., and Moran, M., Thermal Design & Optimization, Wiley, New York 1996.
17. Şencan A., Atık Isı İle Çalışan Absorbsiyonlu Sistemlerin Modellemesi, Ekserji Analizi Ve Optimizasyonu, 2004, Doktora Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
18. Alkan R., Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termoekonomik Analizi, 2014, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
19. Çamdalı, Ü., Tunçeli, E., Bolu Ve Çevresi için Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistem Analizi: Ekonomik Yaklaşımla, 2010, Mühendis ve Makine, Cilt 51, Sayı 604.