

Hava Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Performans Katsayısı, Enerji ve Ekserji Analizi

Aydın DİKİCİ*
Abdullah AKBULUT**
Fevzi GÜLÇİMEN***
Arzu AKBULUT****

Özet

Ekserji analizi; enerji sistemlerinin tasarlanmasında, sistemlerin performansının belirlenmesinde ve optimizasyonunda önemli rol oynar. Bu çalışmada, hava kaynaklı ısı pompası sistemi deney seti kurulmuştur. Deneysel veriler Elazığ ilinde boş bir odanın ısıtılması amacıyla kurulan hava kaynaklı ısı pompası sisteminden elde edilen ölçümlere dayanmaktadır. Deneyler, 2002 ve 2003 yılları arasındaki Aralık'tan Şubat ayına kadar olan ısıtma sezonunda yapılmıştır. Sonuç olarak; sistemin performans katsayısı, enerji analizi, ekserji analizi ve ekonomi analizleri yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı pompası, Hava kaynaklı ısı pompası, Enerji analizi, Ekserji analizi, Ekonomi analizi.

1. GİRİŞ

Günümüzde fosil yakıtların gittikçe tükenmeye başlaması ve enerji talebinin her geçen artması yeni ve yenilebilir enerji kaynaklarına talebi önemli hale getirmektedir. Yenilenebilir enerji kaynağı olarak ısı pompası sistemleri, ısıtma ve soğutma sistemlerinde her geçen gün önemli bir uygulama ve kullanım alanına sahip olmaktadır.

Türkiye, Jeotermal enerji potansiyeli açısından dünyanın en zengin yedi ülkesinden biridir. Sıcaklığı 40–232 °C arasında değişen 1.000'den fazla sıcak ve mineral su kaynakları tespit edilmiştir. Jeotermal enerji; evlerde, ısı

pompası sistemlerinde, seralarda, yüzme havuzlarında ve kaplıcalarda kullanılabilen temiz, ucuz, geri dönüştürülebilir bir enerjidir. Ülkemizde 1990 yılından bu yana ortam ısıtımında ve seralarda önemli oranda kullanılmaktadır. Türkiye'nin jeotermal enerji potansiyeli yaklaşık 38 MW'dır [1].

Konut ısıtması amacıyla kullanılan ilk ısı pompalarından biri İngiltere'de Sumner tarafından kendi evinde başarılı bir şekilde kurulmuştur. Başlangıçta ısı, atmosferik çevre havasından çekilmiş ve daha sonra yapılan çalışmalar ile ısı 1 m derinlikteki topraktan çekilmeye başlanmıştır. Bu sistemin ortalama ısıtma tesir

* Öğr. Gör. Dr., Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü – ELAZIĞ

** Arş. Gör., Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü – ELAZIĞ

*** Arş. Gör., Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü – ELAZIĞ

**** Mak. Müh., Arzu AKBULUT Mühendislik Hizmetleri -ELAZIĞ

katadrolerle de çalışmıştır ve sistem günümüze hala kullanılmaktadır [2].

Ayhan ve diğ., kurdukları güneş enerjisi ve dış hava destekli bir ısı pompası ile kurutma ve iklimlendirme amaçlı olarak çeşitli deneyler yaparak buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve enerji deposunun dinamik benzetim modellerini çıkarmışlardır [3].

Zogou ve Stamatelos, hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarının performans katsayıları üzerinde iklim şartlarının etkisini araştırmışlardır. Yaptıkları araştırma sonuçlarına göre Hava ve toprak kaynaklı ısı pompaları için en uygun iklim şartları; Akdeniz iklimine ve yarı tropikal iklime sahip bölgelerdir. Isı pompalarının soğutma modunda çalıştırılması halinde Avrupa'nın güney bölgeleri daha uygundur. Sudan-havaya çalışan ısı pompaları Akdeniz tipi iklim şartlarına sahip bölgelerde daha avantajlıdır [4].

Berntsson, çeşitli ısı kaynaklarını tanımlayarak ısı pompası tasarımında dikkate alınması gereken parametreleri belirtmiştir. Berntsson ısı kaynaklarını dış ortam havası, eksoz hava, göl ya da nehir suyu, toprak, kaya olmak üzere beş farklı grupta ele almıştır [5].

Kaygusuz, yaptığı çalışmasında, gizli ısı enerji depolu güneş ve hava kaynaklı ısı pompası sistemi kurarak, bu iki kaynaklı sistemin ortam ısıtılması için optimum kullanımını araştırmıştır. Çalışmasında, güneş kolektörlerinden gelen sıcak suyun ısı enerjisi ısı pompasının sulu buharlaştırıcısında soğutucu akışkana aktarılmıştır. Aynı zamanda güneş kolektörlerinden alınan enerjinin bir kısmı güneşin olmadığı akşam saatlerinde kullanılmak üzere faz değiştiren madde içeren bir depoda depolanmıştır. Bu çalışmasında güneş enerjisinin ısı pompası sistemleri için önemli bir enerji kaynağı olduğunu rapor etmiştir [6].

Sami ve diğ., havadan - havaya, sudan - suya ve sudan - havaya çalışan bir ısı pompası deney düzeneği kurarak ısıtma ve soğutma modu için deneyler yapmışlardır. Beraberinde bir bilgisayar benzetimi programı kurarak elde ettikleri sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Kurdukları bu bilgisayar benzetimi, sistem içinde olabilecek hataların sebep ve

sonuçlarının da yorumlanmasını sağlar.

Çalışmamızın konusu kapsamında hava kaynaklı ısı pompası sisteminin Elazığ İli iklim şartlarında konut ısıtmasında kullanılabilirliği deneysel olarak araştırmak amacıyla bir deney seti kurulmuştur. 2002 yılı Aralık ayından başlayarak 2003 Şubat ayı dönemine kadar olan süre içerisinde çeşitli deneyler yapılmıştır. Yapılan deneylerden elde edilen verilere dayanarak deneylerin yapıldığı her bir ay için sistemin performans katsayısı çıkartılmış ve bir birleriyle karşılaştırılmıştır. Ayrıca sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

2. DENEY DÜZENEGİNİN TANITILMASI

2.1. Deney Seti

Deney setini bina içi ve bina dışı üniteler olmak üzere iki kısma da ayırmak mümkündür (Şekil 1).

Bina dışı üniteler;
• Hava kaynaklı buharlaştırıcı

Bina içi üniteler;
• Yoğuşturucu ve fan devresi,
• Soğutucu akışkan devresi.

Bina içi üniteler, kontrol ve ölçme kolaylığı sağlaması maksadıyla bir kasa içerisinde toplanmıştır. Kasa içerisinde; 1.5 HP gücünde bir kompresör, Freon-22 çıkış hattı üzerinde sıvı tüpü, gaz devresindeki nemi almak için kurutucu, kasanın üst ön kapağı arkasında yoğuşturucu ve vantilatör bulunmaktadır. Kasanın yan tarafında bulunan cep içerisinde Freon-22 devresinin çeşitli noktalarındaki basınçları ölçmek için manometreler, vantilatörün devrini ayarlayabilmek için Dimmer (voltaj ayarlayıcı) bulunmaktadır. Ayrıca deney setinin çeşitli sıcaklık ölçüm noktalarından gelen ısı çiftlerinin toplandığı terminal bulunmaktadır. Sistemin harcadığı gücü ölçebilmek için bir adet Wattmetre kasa üzerine yerleştirilmiştir.

Dış ortam havasından ısının çekildiği bu sistemde deneyler esnasında buharlaştırıcı fanı sürekli olarak çalıştırılmış ve mümkün olduğunca buharlaştırıcı yüzeylerinin karlaşması önlenmeye çalışılmıştır. Deneylere her gün sabah saatlerinde başlanmasına özen gösterilmiş, öğlen ve akşam saatlerinde de deneylere başlandığı olmuştur.

2.2. Kompresör

Deney setinde kullanılan kompresörün teknik özellikleri aşağıda verilmektedir.

• Tecumseh CAJ4519T Hermetik tip

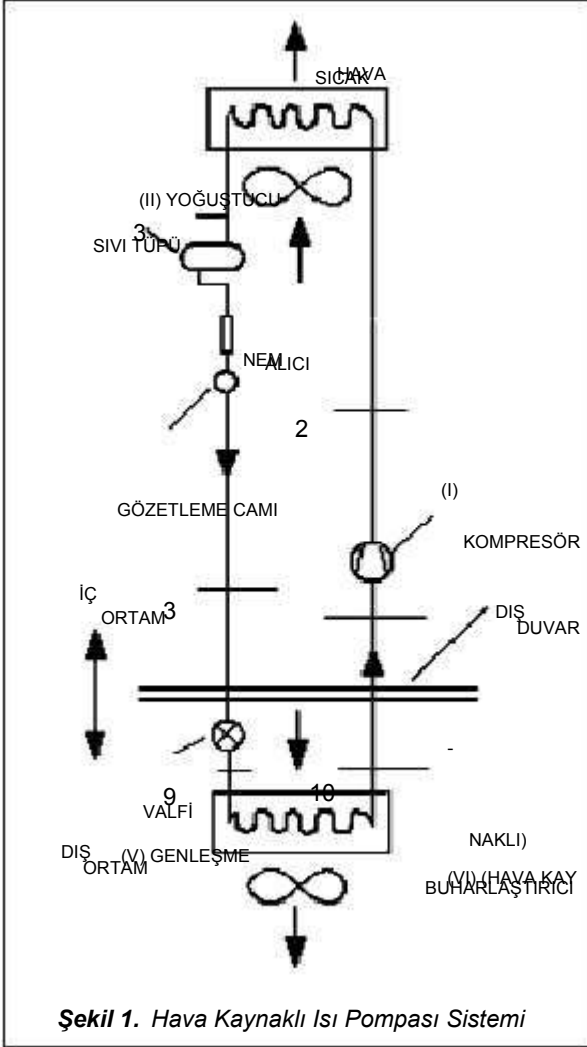
Hava kaynaklı buharlaştırıcı, dış ortam havasından ısı çekmek amacıyla ayrı bir koruyucu kasa içerisinde laboratuvar penceresinin dış tarafında denizliğin üzerinde ayakları üzerine yerleştirilmiştir (Şekil 2). Buharlaştırıcının

1.5 HP, R22, monofaze, 2900 d/dak
 Soğutucu akışkan giriş borusu çapı 5/8", çıkış borusu çapı 3/8"

2.3. Alçak ve Yüksek Basınç Presostatı (Kombine Otomatik)

Kompresörün giriş ve çıkış hattındaki basınçlara göre kompresörü devreye alıp devreden çıkaran elemandır. Kompresörün maksimum çıkış basıncı emniyet açısından 2000 kPa'a ve minimum emme basıncı ise 50 kPa olacak şekilde ayarlanmıştır.

2.4. Hava Kaynaklı Buharlaştırıcı



Şekil 1. Hava Kaynaklı Isı Pompası Sistemi

içinde bulunduğu kasa, zemine, duvara veya tavana monte edilebilecek şekilde yapılmıştır. Kasanın üzerinde bulunan kapak açılıp kapatabilmekte ve 50 W, 1400 d/dak ve 1000 m³/h kapasiteli bir vantilatörü üzerinde taşımaktadır. Piyasada standart olarak bulunabilen buharlaştırıcı, 0.12 mm kalınlığında alüminyum kanatlı ve 3/8" çapındaki dikişsiz bakır borudan imal edilmiş 5.5 m² ısı transfer yüzey alanına sahiptir.

2.5. Yoğuşturucu

İç ortamda bulunan kasa içerisinde kendisine ayrılan yerinde bulunmaktadır. Yoğuşturucunun ön kapağı üzerinde 1000 m³/h kapasiteli 50 W gücünde bir fan bulunmakta ve yoğuşturucu üzerinden iç ortam havasını emerek ısıtıp yine iç ortama göndermektedir. Bu fanın devir sayısı bir dimmer (voltaj ayarlayıcı) vasıtasıyla ayarlanabilmektedir. Voltaj ayarlayıcı yardımıyla fanın devir sayısı değiştirilerek iç ortama gönderilen havanın debisi ve sıcaklığı değiştirilebilmektedir. Yoğuşturucu da yine hava kaynaklı buharlaştırıcı ile aynı ölçülerdedir.

2.6. Kasa

Kasa, kompresörü, yoğuşturucu fanını, sıvı tüpünü, nem alıcı, gözetleme camını, manometreleri içerisine alacak şekilde imal edildi. Kasa, içerisinde ısı pompası elemanlarının rahatlıkla sökülüp takılabilmesi için yeteri kadar büyüklüğe sahiptir. Şekil 3'de Kasanın önden görünüşü görülmektedir.

3. DENEYLER ESNASINDA YAPILAN ÖLÇÜMLER

Deneysel veriler 30'ar dakikalık aralıklarla alınmıştır. Deneylerde aşağıdaki ölçümler yapılmıştır.

- Sıcaklık ölçümü
- Debi ölçümü
- Basınç ölçümü
- Güç ölçümü

Şekil 2. Hava Kaynaklı Buharlaştırıcı

Şekil 3. Kasanın Önden Görünüşü

3.1. Sıcaklık Ölçümü

Deney setinin çeşitli noktalarına yerleştirilen T tipi (Cu-Co) ısı çiftleri yardımıyla her 30'ar dakikalık zaman aralıklarıyla sıcaklıklar ölçülmüştür. Sistemde dolaşan soğutucu akışkan ile birlikte dış ortam ve iç ortam sıcaklıkları da ölçülmüştür. Isıl çiftler, korozyon nedeniyle hatalı ölçüm yapma ihtimaline karşı vernik ile izole edilmiştir.

3.4. Yoğuşturucu Çıkış Havası Sıcaklığının Ölçümü

Kasanın ön kısmında bulunan yoğuşturucu fanından çıkan havanın direkt temas ettiği bir noktaya yerleştirilen ısı çifti yardımıyla sıcaklıklar ölçülmüştür.

3.5. Soğutucu Akışkanın Sıcaklık Ölçümü

Kompresörün çıkış ve emme borusuna hava



3.2. Dış Ortam Hava Sıcaklığının Ölçümüne



Dış ortam hava sıcaklığını ölçmek amacıyla bir ısı çifti, laboratuvar binasının dış duvarından 1.5 m uzaklıkta güneş ışınımını direkt görmeyecek şekilde yerleştirilmiş ve dış ortam hava sıcaklığındaki değişimler yarımşar saatlik aralıklarla ölçülmüştür.

3.3. İç Ortam Hava Sıcaklığının Ölçümü

Laboratuvar binasının iç ortam sıcaklıkları, dış pencereden 1.5 m içeride ve yoğuşturucudan çıkan ısıtılmış hava akımının direk temas etmediği bir noktaya yerleştirilmiş olan ısı çifti yardımıyla ölçülmüştür.

kompresörün çıkış ve giriş borularında, hava kaynaklı buharlaştırıcının Freon-22 giriş ve çıkış borusu üzerine yerleştirilen ısı çiftleri yardımıyla sıcaklıklar ölçülerek kaydedilmiştir.

3.6. Yoğuşturucudan Geçen Hava Debisinin Ölçümü

Yoğuşturucu üst kapağı üzerinde bulunan 1000 m³/h kapasiteli bir fan, yoğuşturucu üzerinden iç ortam havasını geçirerek tekrar iç ortama göndermekte ve hava debisi dimmer (voltage ayarlayıcı) yardımıyla istenilen debi değeri geçiren havanın hacimsel debisi rüzgârgülü kapasitesiyle ölçülmüştür ve daha sonra o sıcaklıktaki havanın yoğunluğu ile çarpılarak havanın kütleli debisi bulunmuştur.

3.7. Hava Kaynaklı Buharlaştırıcıdan Geçen Hava Debisinin Ölçümü

Hava kaynaklı buharlaştırıcının içine yerleştirildiği kasanın üst kapağı üzerine yerleştirilen fanın maksimum kapasitesi esas alınarak (1000 m³/h) ayrı bir ölçüm yapılmamıştır.

3.8. Sistemdeki Basınç Ölçümü

Bir adet kompresörün çıkış borusu üzerinde, bir adet kompresörün giriş borusu üzerinde ve birer adet de hava kaynaklı buharlaştırıcının Freon-22 giriş ve çıkış borusu üzerinde olmak üzere sistemde dört ayrı noktada basınç ölçümleri yapılmıştır.

3.9. Sistemde Harcanan Gücün Ölçümü

Sistemde harcanan toplam elektrik enerjisini ölçmek için enerji besleme hattı üzerine bir adet Wattmetre konulmuş ve her yarım saatte bir Watt cinsinden harcanan elektrik enerjisi kaydedilmiştir.

4. ENERJİ, EKSERJİ VE PERFORMANS KATSAYISI ANALİZLERİ

4.1. Hata Analizi

Deneylerdeki hata analizi ölçüm yapılacak ci

hazın seçiminden, kalibrasyonundan, çevresel etkilerden, okuma hatalarından kaynaklanmaktadır. Sonuç fonksiyonu, bağımsız değişkenlerin fonksiyonu olarak şöyle ifade edilebilir (JP. Holman, 2001);

$$R = R(x_1, x_2, \dots, x_n) \text{ ve}$$

bağımsız değişkenlerin belirsizlik sonuçlarını vermektedir.

$$\Delta R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \Delta x_n\right)^2}$$

$$\Delta R = \sqrt{(0.25)^2 + 2.5^2 + 0.85^2} = \%3.43$$

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{3.43}{100} = \%3.44$$

m

olarak bulunmuştur. Ölçümler sonucunda oluşabilecek toplam hata analizi; kütleli debi için $\pm \%3.43$, su ve salamura sıcaklıkları için $\pm \%1.65$, basınç ölçümleri için $\pm \%2.95$, kompresör girişindeki güç için $\pm \%2.75$, solarimetre ile ölçülen ışınım değeri için ± 1.75 , soğutucu akışkan sıcaklık ölçümleri için ± 3.35 olarak

$$w_r = \frac{w_1}{x_1} + \frac{w_2}{x_2} + \dots + \frac{w_n}{x_n} \quad (1)$$

burada sonuç fonksiyonunun belirsizliğini ifade etmektedir. Örneğin kütleli debideki hata analizi şu şekilde yapılmıştır;

$$\dot{m} = rV \quad (2)$$

$$w_m = \left[\left(\frac{\dot{m}}{r} w_r \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}}{V} w_v \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

veya

$$w_m = \left[\left(\frac{\dot{m}}{r} w_r \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}}{V} w_v \right)^2 \right]^{1/2}$$

şeklinde yazılabilir. Hacimsel debi ölçümlerinde yapılan toplam hata analizi şu şekilde ifade edilebilir;

$$w_v = \left[w_{rot}^2 + w_{ss}^2 + w_{sf}^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

burada w_{rot} rotametrede okunan hata(%), w_{ss} sistemde meydana gelen sızıntılardan oluşan hata(%), w_{sf} sıcaklık farkından kaynaklanan hata analizini(%) ifade etmektedir. Sonuç olarak hacimsel ve kütleli debilerde oluşabilecek hata analizi;

$$\dot{E}_g - \dot{E}_c = \dot{E}_k \quad (8)$$

şeklinde yazılabilir. Exergy kaybı eşitliği başka bir ifadeyle[9];

$$\dot{E}_{isi} - \dot{E}_{iş} + \dot{E}_{g,küt} = \dot{E}_{c,k} \quad (9)$$

şeklinde ifade edilebilir. En genel halde

$$\dot{E}_k = \left(1 - \frac{T_o}{T_i} \right) \dot{Q}_i - \dot{W} + m_a (h_{a,g} - h_{a,c}) - T_o (s_{a,g} - s_{a,c}) \quad (10)$$

şeklinde yazılabilir.

tahmin edilmiştir.

4.2. Enerji ve Ekserji Analizi

Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir. Bu değer, sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini ve ya iş yapma olanağını göstermektedir ve kullanılabilirlik (Ekserji) diye adlandırılır. Kullanılabilirliğin bir ısı makinesinin gerçek bir uygulama yapabileceği iş olarak düşünülmemesi gerekir. Bu tanım, bir makinenin termodinamiğin yasalarına ters düşmeden yapabileceği işin üst sınırını göstermektedir.

Ekserji analizinde; Freon-22 soğutucu akışkanın, suyun, antifrizli suyun ve havanın termodinamik özellikleri, tablolar kullanılarak çıkarılmıştır. Kararlı durumda, sürekli akışlı açık sistemlerde en genel halde enerji ve Ekserji eşitlikleri aşağıda gösterildiği gibidir [8];

Genel enerji eşitliği;

$$\dot{E}_g = \dot{E}_c \quad \text{veya} \quad (5)$$

$$\dot{Q} + \dot{m}_g h_g = \dot{W} + \dot{m}_c h_c \quad (6)$$

şeklinde yazılabilir. Akışkanın en genel halde exergy analizi dört bileşenin toplamına eşittir.

Genel exergy eşitliği [12];

$$\dot{E}_x = \dot{E}_{x_{km}} + \dot{E}_{x_{fz}} + \dot{E}_{x_{km}} + \dot{E}_{x_{pot}} \quad (7)$$

şeklinde yazılabilir. Bu sistemde kimyasal, kinetik ve potansiyel ekserjiler ihmal edilmiştir.

En genel halde ekserji kaybı eşitliği;

bağıntısı yardımıyla hesaplanabilir. Ekserji kaybı ise;

$$\dot{E}_k = \dot{m}_r [(h_9 - h_{10}) - T_o (s_9 - s_{10})] + \dot{Q}_{fan} \left(1 - \frac{T_o}{T_{c,hava}} \right) \quad (16)$$

eşitliği ile bulunabilir.

4.3. Isı Pompası Sisteminin Performans Kat sayısı Analizi

Soğutucu akışkanın kütleli debisi aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_r = \frac{h_n \cdot V_s \cdot S_d}{(17)}$$

Hava kaynaklı ısı pompasının ekserji kaybı analizi kompresör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcının ekserji kaybı analizlerinden oluşmaktadır. Şöyle ki;

Kompresör işi ve Ekserji Kaybı;

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (11)$$

$$\dot{E}x_k = \dot{m}_r[(h_2 - h_1) - T_o(s_2 - s_1)] + \dot{W}_{\text{komp}} \quad (12)$$

bağıntılarıyla hesaplanabilir.

Yoğuşturucunun Enerji ve Ekserji Kaybı analizi;

$$\dot{Q}_{\text{yoğ}} = \dot{Q}_{\text{fan}} = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad (13)$$

$$\dot{E}x_k = \dot{m}_r[(h_2 - h_3) - T_o(s_2 - s_3)] - \dot{Q}_{\text{fan}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{ç,hava}}}\right)$$

$$= \dot{m}_r [(h_9 - h_{10}) - T_o(s_9 - s_{10})] + \dot{Q}_{\text{yoğ}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{g,r}}\right) \quad (14)$$

bağıntıları ile açıklanır.

Hava kaynaklı buharlaştırıcının enerjisi;

$$\dot{Q}_{\text{buğ}} = \dot{Q}_{\text{fan}} = \dot{m}_r(h_{10} - h_9) \quad (15)$$

38
2005

ma, 2-4 sabit basınçta yoğuşma, 4-5' sabit entalpide genişleme, 4-5 sabit olmayan entalpide genişleme ve 5-1 sabit basınçta buharlaşmayı göstermektedir. Ayrıca diyagram üzerinde 3-4 arası aşırı soğuma ve 6-1 arası aşırı kızdırma olmaktadır.

Isı Pompasının Buharlaştırıcısının Çektiği Isı Miktarı;

$$\dot{Q}_{\text{yoğ}} = \dot{m}_r [(h_2 - h_3)] \quad (19)$$

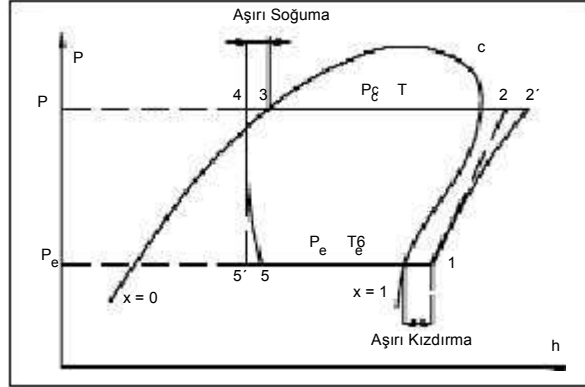
Isı Pompası Kompresörüne Verilen Güç;

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \frac{\dot{m}_r (h_2 - h_3)}{h_m} \quad (20)$$

Isı Pompasının Performans Katsayısının Hesabı;

$n_{\text{öz}} \cdot 60$

Burada; m_r : Isı pompası devresinde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi [kg/s], V_s : Kompresörün strot hacmi [m^3/dev], h_n : Kompresörün hacimsel verimi, S_d : Kompresörün devir sayısı [dev/dak], $n_{\text{öz}}$: Kompresörün girişinde soğutucu akışkanın özgül hacmi [m^3/kg] olarak tanımlanmıştır. Isı pompasının yoğuşturucusundan alınan ısı miktarı;



$$\dot{Q}_{\text{yoğ}} = \dot{m}_r[(h_2 - h_3)] \quad (18)$$

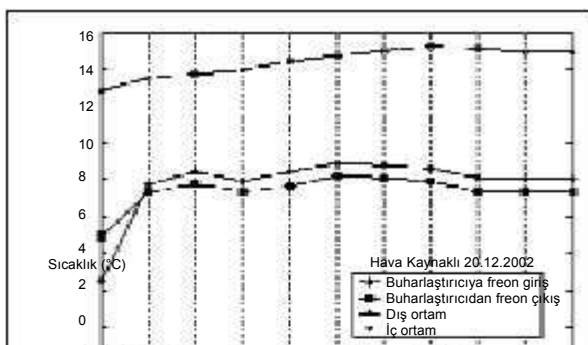
Şekil 4. Isı pompasının P-H diyagramı

Isı pompasının çevrim hesabında Şekil 5'de verilen diyagram esas alınmıştır. Bu ısı pompası çevriminde 1-2' tersinir adyabatik sıkıştırma, 1-2 adyabatik olmayan tersinir sıkıştırma

TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ DERGİSİ, Sayı 87,

Sonuç ve Öneriler

Elazığ İli bölgesinde hava kaynaklı ısı pompası ile konutların ısıtılabilirliğini incelemek amacıyla bir model ısıtma ortamı olarak Elazığ ilinde boş bir oda seçilmiştir. Bu ortamın ısıtılabilirliğini deneysel olarak araştırmak amacıyla hava kaynaklı ısı pompası sistemi kurulmuştur. Bu sistem; ısıtma sezonunda üç ay çalıştırılarak her bir ay için ölçümler yapılmıştır.



$$COP = \frac{Q_{yoğ}}{\dot{W}_{sis}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \cdot h_m \quad (21)$$

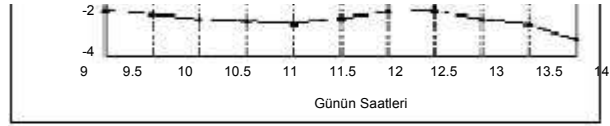
Sistemlerin Performans Katsayısının Hesabı;

$$COP_{sis} = \frac{Q_{yoğ}}{\dot{W}_{sis}} \quad (22)$$

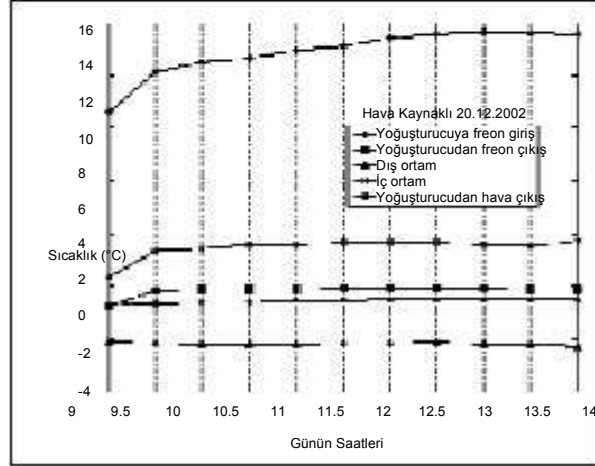
eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada

$$\dot{W}_{sis} = \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{fanlar} + \dot{W}_{sp} \text{ 'dir.}$$

Burada; $Q_{yoğ}$: yoğuşturucunun verdiği ısı [kJ/s], h_2 : Akışkanın kompresör çıkışındaki entalpisi [kJ/kg], h_3 : Akışkanın yoğuşturucu çıkışındaki entalpisi [kJ/kg], $Q_{buğ}$: Buharlaştırıcının çektiği ısı miktarı [kJ/s], h_1 : Akışkanın buharlaştırıcı çıkışındaki entalpisi [kJ/kg], h_5 : Akışkanın buharlaştırıcı girişindeki entalpisi [kJ/kg], W_{komp} : Kompresöre verilen güç [kW], h_m : Kompresörün mekanik verimi, W_{sis} : Sisteme verilen toplam güç [kW], W_{sp} : Sirkülasyon pompalarına verilen güç [kW] olarak tanımlanmıştır.



Hava kaynaklı ısı pompası için Aralık 2002 ta rihine ait yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya Freon-22 giriş ve çıkış sıcaklığı, iç ve dış or -



tam sıcaklıklarının günün saatlerine göre değişiminin grafikleri Şekil 5 ve 6'da verilmiştir.

Şekil 5. Günün saatlerine göre farklı noktalardaki sıcaklık değişimi

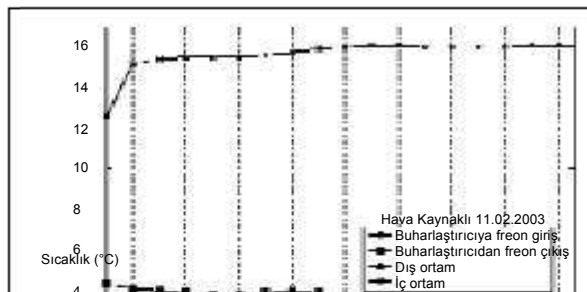
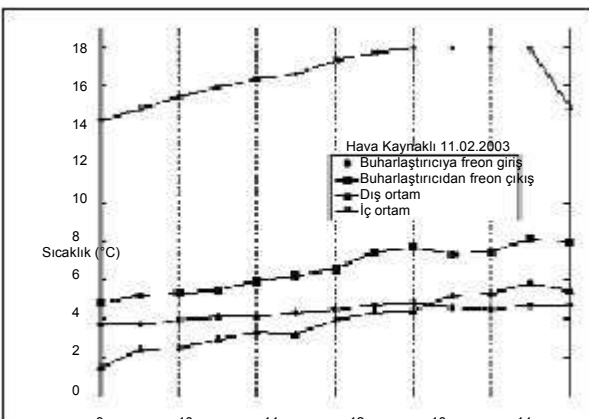
Şekil 6. Günün saatlerine göre farklı noktalardaki

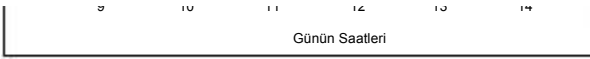
sıcaklık değişimi

Görüldüğü üzere dış ortam sıcaklığı saat 09.00'da -1.5 °C olurken, 14.00'de -3.1 °C'ye düşmüştür. İç ortam sıcaklığı ise 12.8 °C ile 14.9 °C arasında değişmektedir. Buharlaştırıcıya freon-22 giriş sıcaklığı günün saatlerine göre 12.5 °C ile 18.9 °C arasında değişmektedir (Şekil 5). Bununla birlikte freon-22'nin yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 5.9 °C ile 8.7 °C ve 86.2 °C ile 116.5 °C arasında değişmektedir (Şekil 6). Ocak 2003 tarihine ait hava kaynaklı ısı pompası için yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren freon-

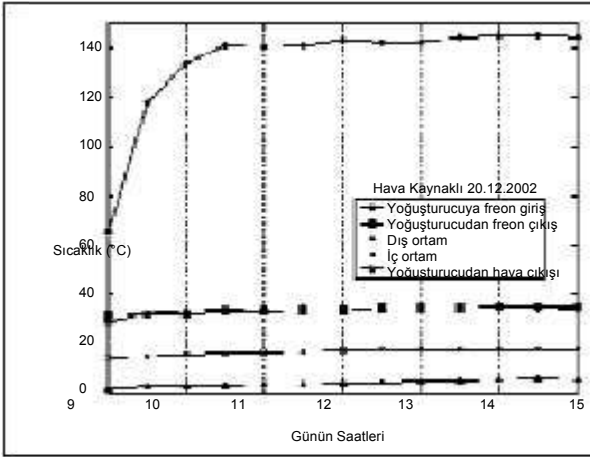
sıcaklık değişimi

Görüldüğü gibi dış ortam sıcaklığı -0.4 °C ile 1.8 °C arasında, iç ortam sıcaklığı ise 12.6 °C ile 16.1 °C arasında değişmektedir. Buharlaştırıcıya freon giriş sıcaklığı günün saatlerine göre 1.4 °C ile 4.4 °C arasında değişmektedir (Şekil 7). Bununla birlikte freon-22, yoğuşturucuya saat 09.00'da 9.4 °C'de girerken 13.00'de 13.7 °C ile en yüksek giriş sıcaklığına sahip olmuştur. yoğuşturucudan freon-22 çıkış sıcaklığı 1.7 °C ile 4.4 °C arasında değişmektedir (Şekil 8). Şubat 2003 tarihinde hava kaynaklı ısı pompası için yapılan deneylerde dış ortam havası sıcaklığının 1.5 °C ile 5.8 °C arasında ve iç ortam havasının ise 12.2 °C ile 14.9 °C arasında değiştiği belirlenmiştir (Şekil 9 ve 10).





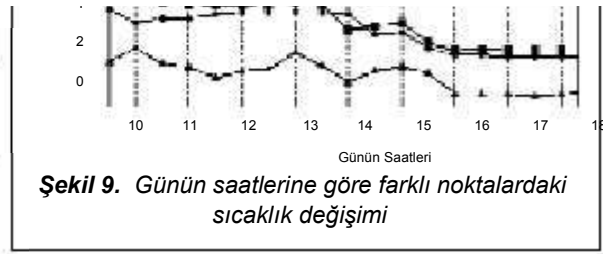
22 giriş ve çıkış sıcaklığı, iç ve dış ortam sıcaklıkları ile yoğuşturucudan iç ortama verilen



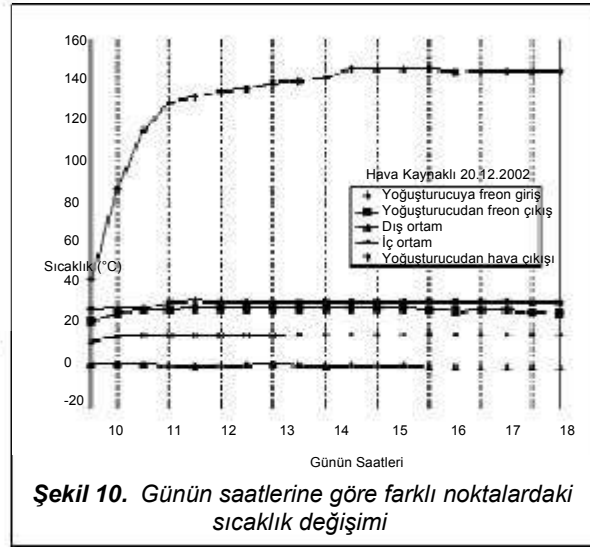
hava sıcaklığına ait grafikler şekil 9 ve 10'da verilmiştir.

Şekil 7. Günün saatlerine göre farklı noktalardaki sıcaklık değişimi

Şekil 8. Günün saatlerine göre farklı noktalardaki



Şekil 9. Günün saatlerine göre farklı noktalardaki sıcaklık değişimi



Şekil 10. Günün saatlerine göre farklı noktalardaki sıcaklık değişimi

40
2005

TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ DERGİSİ, Sayı 87,

Buharlaştırıcıya freon-22 giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 3.7 °C ile 4.8 °C arasında ve 4.8 °C ile 8.1 °C arasında değişmektedir (Şekil 9). Yoğuşturucuya freon-22 giriş sıcaklığı günün saatlerine göre 9.5 °C ile 15.4 °C arasında ve çıkış sıcaklığı ise 65.7 °C ile 145.3 °C arasında değişmektedir (Şekil 10). Aralık ayında yapılan deneylerde ortalama dış ortam sıcaklığı -2 °C, sistemin ortalama performans katsayısı COP_{sis} 1.51 ve ortalama iç ortam sıcaklığının 14,4°C olduğu, ocak ayında ortalama dış ortam sıcaklığı 0.5°C, COP_{sis} 1.31 ve ortalama iç ortam sıcaklığının 15.7 °C olduğu ve şubat ayında ise ortalama dış ortam sıcaklığı 3.85 °C, COP_{sis} 1.62, ortalama iç ortam sıcaklığının 16.8 olduğu belirlenmiştir. Ocak ayında sistemin performans katsayısının diğer aylara göre daha düşük olmasının nedeni deneylerin yapıldığı gün yoğun kar yağışı nedeniyle buharlaştırıcı yüzeyinin aşırı karlanmasıdır. Hava kaynaklı ısı pompası için so-

nuçlara bakıldığında dış ortam sıcaklığının artmasıyla iç ortam sıcaklığı ve sistemin performans katsayısı artmaktadır.

Bölgemizde konutların ısıtılmasında kullandığımız hava kaynaklı ısı pompası sistemi için gece dış ortam sıcaklıklarının 0 °C'nin altına düşmesi, hava kaynaklı ısı pompalarının ısıtma sezonu boyunca kullanımını önemli ölçüde kısıtlamaktadır.

DeneySEL ölçümlerden elde edilen verilere dayalı olarak hesaplanan COP_{sis} değerleri; Aralık ayında 1.51, Ocak ayında 1.31 ve Şubat ayında 1.62 olarak hesaplanmıştır.

Bu çalışmada; hava kaynaklı ısı pompası sisteminin 2002-2003 yıllarındaki aralıktan şubat ayına kadar olan ısıtma sezonu için enerji ve ekserji analizleri sunulmuştur. Tablo 2'de verilen termodinamik özellik tablosu değerlerine bağlı olarak hava kaynaklı ısı pompası sistemi-

Tablo 1. Hava Kaynaklı Isı Pompası Sistemi İçin Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları

Hava kaynaklı ısı pompası sistemi	Isı Pompası Sistemindeki Bileşenlerin Enerji Analizi		
	Kompresör (kW)	Yoğuşturucu (kW)	Buharlaştırıcı (kW)
Şubat	-1,64	-3,69	2,05
Hava kaynaklı ısı pompası sistemi	Isı Pompası Sistemindeki Bileşenlerin Ekserji Kaybı Analizi		
	Kompresör (kW)	Yoğuşturucu (kW)	Buharlaştırıcı (kW)
Şubat	0,00	0,00	0,00

Isı pompası sistemi	Kompresör (kW)	Yoğuşturucu (kW)	Buharlaştırıcı (kW)	COP _{sis}
Şubat	0,727	0,238	1,2999	2,12

Tablo 2 Hava kaynaklı ısı pompası sistemi için termodinamik özellik değerleri

Referans No	Bileşen No	Akışkan	Kütleli Debi (kg/s)	Sıcaklık, T (°C)	Basınç, P (kPa)	Özgül Entalpi, h (kJ/kg)	Özgül Entropi, s (kJ/kg K)
0		R-22	---	25	100	274	0,16
0		Su	---	25	100	104	0,36
1	I (giriş)	R-22	0,025	0,14	500	258,4	1,113
2	I (çıkış)	R-22	0,025	128,5	1107	340,4	1,127
2	II (giriş)	R-22	0,025	128,5	1107	340,4	1,127
3	II (çıkış)	R-22	0,025	28,3	1070	155,9	0,55
3	V (giriş)	R-22	0,025	28,3	1070	155,9	0,55
4	V (çıkış)	R-22	0,025	-1,4	475	155,9	0,578
9	VI (giriş)	R-22	0,025	-1,4	475	155,9	0,53
10	VI (çıkış)	R-22	0,025	0,14	500	258,4	1,113

nin her bir bileşeni için enerji ve ekserji analizleri sonuçları Tablo 1'de özetlenmiştir. Tablo 2'de verilen sıcaklık ve basınç değerleri, hava kaynaklı ısı pompası sistemi için deneylerin yapıldığı bütün günlerin ortalama değerleridir. Bu ortalama değerlere bağlı olarak özgül entalpi ve entropi değerleri termodinamik tablolar - dan faydalanılarak bulunmuştur. Tablo 1'den de anlaşıldığı üzere; değeri hava kaynaklı ısı pompası için 2.12 olarak hesaplanmıştır. Tab - lo 1'de ekserji kaybı analiz sonuçlarına bakıldı - ğında, buharlaştırıcıdaki ekserji kaybının yo - ğuşturucuda meydana gelen ekserji kaybın - dan daha fazla olduğu görülmektedir. Hava kaynaklı buharlaştırıcının ekserji kaybı 1.2999 olarak belirlenmiştir.

Semboller

C_p Özgül ısı [kJ/kgK]
COP Performans katsayısı

E Enerji [kW]
 Ex_k Ekserji kaybı [kW]
h Akışkanın entalpi [kJ/kg]

m Debi [kg/s]

Q Birim zamanda ısı iletimi [kW]
s Akışkanın entropisi [kJ/kgK]
T Sıcaklık [K]

W Kompresöre birim zamanda verilen güç [kW]

Alt indisler

0 Ölü nokta
1-10 Şekil 1'de gösterilen belirli noktalar
17 Dış ortam

km kimyasal
kn kinetik
pot potansiyel
r soğutucu
sis sistem

Kaynaklar

1. Demirbay, A., Turkey's Geothermal Energy Potential, 2002, Energy Sources, Vol.24, No.12, pp.1107-1115.
2. Sumner, J.A., 1976, Domestic Heat Pumps, Prism Press, Dorchester.
3. Ayhan, T., Çomaklı, Ö., Kaygusuz, K., 1982, Isıtma ve Kurutma Amaçlı Isı Pompasının Deneysel ve Teorik İncelenmesi, Mühendis ve Makine, Cilt 33, sayı 385.
4. Zogou, O., and Stamatelos, A., 1998, Effect of Climatic Conditions on The Design Opti - mization of Heat Pump Systems for Space Heating and Cooling, Energy Conv. & Mana gement, Vol.39, No.7, pp.609-622.
5. Berntsson, T., 2002, Heat Sources-Techno - logy, Economy and Environment, Int J. Ref - rig., 25:428-38.
6. Kaygusuz, K., 1995, Performance of Solar - Assisted Heat Pump Systems, Applied Energy, Vol.51, No.2, pp.93-109.
7. Sami, S.M., Zhou, Y. ve Tulej, P.S., 1996, A Diagnostic Expert System for Heat Pumps, Energy, Vol 21, No 3, pp 179-187.
8. O. Ozgener, A. Hepbasli, Experimental per - formance of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system, Energy and Buildings, 37 (2005) 101-10.
9. J.G. Cervantes, E. Torres-Reyes, Experiment on a solar assisted heat pump and an exergy analysis. Applied Thermal Engineering. 22

17 Dış ortam
18 İç ortam
19 Kondenser hava çıkışı
a akışkan
buh Buharlaştırıcı
ç çıkan
fiz fiziksel
g giren
gen üretim
i ısı transferinin gerçekleştiği ortam
kompkompresör

analysis, Applied Thermal Engineering, 22 (2002) 1289-97.

11. N. Singh, S.C. Kaushik, R.D. Misra, Exergetic analysis of a solar thermal power system, Renewable Energy, 19 (2000) 135-43.
12. C. Koroneos, T. Spachos, N. Moussipoulos, Exergy analysis of renewable energy sources, Renewable Energy, 28 (2003) 295-310.