

HAVA KAYNAKLI BİR ISI POMPASININ DENEYSEL TERMODİNAMİK ANALİZİ

Mücahit ÇİFCİ
M. Zeki YILMAZOĞLU

Özet

Isı pompaları ısı enerjisinin bir ısı kaynağından alınarak bir ısı kuyusuna aktarılmasını sağlayan cihazlardır. Bu aktarım, normal ısı geçişinin tersi yönünde meydana gelir ve bir enerji girdisine ihtiyaç vardır. Isı pompaları çalışmaları sırasında düşük ekserjili yani yüksek kaliteli olmayan kaynaktan beslendikleri için enerjinin verimli kullanılmasını sağlarlar. Isı pompaları HVAC uygulamalarında gün geçtikçe artan oranlarda kullanılmaya başlanmış olan cihazlardır. Bununla birlikte yüzme havuzları ya da evsel kullanım suyunun ön ısıtılması uygulamaları ve ısıtma ve soğutmanın eş zamanlı olarak kullanıldığı uygulamalarda da kullanılmaktadır. R 134a bugüne kadar en fazla uygulanmış olan iş akışkanı olmakla birlikte CO₂ (R-744), R-22, R-410a, izobütan (R-600a) ve dimetileter (DME) de uygulama alanı bulmuş diğer iş akışkanlarıdır. Bu çalışmada, iş akışkanı olarak R-134a kullanan hava kaynaklı bir ısı pompasının deneysel termodinamik analizi yapılmıştır. Isı transferine bağlı ekserji kaybı teriminin ihmal edilebilirliği araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre bu terimin ihmal edilmesi durumunda belirlenen kondenser su debisi için yaklaşık %12'lik bir hata ortaya çıkmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hava kaynaklı ısı pompası, ekserji analizi, ekserji yıkımı, deneysel termodinamik

Abstract

Heat pumps are the devices which take thermal energy from a heat source and transfer it to a heat sink. This transfer mechanism occurs to the opposite direction to normal heat transfer mechanism and it requires an energy input. Heat pumps provide efficient use of energy due to lower exergy input during their operation. Heat pump installations increase day by day in HVAC applications. In addition, heat pumps are used in swimming pools or domestic water preheating applications and simultaneous heating and cooling applications. R134a is the most implemented working fluid, in addition CO₂ (R-744), R-22, R-410a, isobütan (R-600a) and dimetileter (DME) are used as working fluid in heat pump systems. In this study, an experimental thermodynamic analysis is carried out for air source heat pump with R134a working fluid. Neglecting exergy destruction term due to heat transfer is investigated. According to the results, in the case of neglecting this term leads 12% error for specified condenser water flow rate.

Keywords: Air source heat pump, exergy analysis, exergy destruction, experimental thermodynamics

1. GİRİŞ

Enerjinin verimli kullanılması ve küresel ısınmanın önlenmesi günümüzde önemli araştırma konularının başında gelmektedir. Sanayi ve bina uygulamalarında enerji verimliliğinin artırılması ve buna bağlı olarak küresel ısınmanın azaltılması yönünde uluslararası anlaşmalar çerçevesinde birçok uygulama hayata geçirilmiştir. Ulusal bazda enerji verimliliği çalışmaları desteklenmekte ve enerji yoğunluğunun azaltılması hedeflenmektedir. Enerji yoğunluğunun azaltılması enerjinin verimli kullanılmasının bir ölçütü olup başarımların neticesinde atmosfere salınan eşdeğer CO₂ emisyonu salımı da azaltılacaktır.

Sanayi ve binalarda enerji verimliliği uygulamalarında ısı pompaları büyük önem taşımaktadır. Sanayi uygulamalarında kullanılan ısı pompaları ortam ısıtması, proses suyunun ısıtılması veya soğutulması, yıkama, arıtma ve temizleme işlemleri için sıcak su üretimi, buhar üretimi, kurutma, damıtma, buharlaştırma gibi birçok uygulamada kullanılmaktadır [1]. Bir ev ele alındığında ısıtma için harcanan enerji toplam enerjinin yaklaşık %60.6'sını ve sıcak su üretimi için harcanan enerji ise toplam enerji tüketiminin yaklaşık %14.7'sini oluşturmaktadır. Görüldüğü üzere bu iki enerji gideri kalemi toplam enerji gideri içerisinde büyük bir paya sahiptir. Binalarda birincil enerji kaynaklarının büyük oranlarda tüketiminin CO₂ salımına da etkisi çok büyüktür. Bu nedenle, düşük ekserjili binalar ya da sıfır emisyonlu binaların tasarımı, uygulaması ve işletimi çok büyük öneme sahiptir. Son yıllarda yapılan çalışmalarda ısı pompalarının her iki bina konsepti için de bir alternatif oluşturduğu görülmektedir. Son yıllarda ısı pompalarının performanslarının artırılması adına birçok çalışma gerçekleştirilmiştir.

Hepbaşı ve Kalıncı [2], çalışmalarında 1976-2007 yılları arasında toprak kaynaklı, hava kaynaklı, güneş destekli ve içten yanmalı motor tahrikli ısı pompalarının gelişimlerini derlemişlerdir. Bununla birlikte, ısı pompaları için enerji ve ekserji metodolojisini belirtmişlerdir. Dış ortam koşullarına bağlı olmakla birlikte hava kaynaklı bir ısı pompası için COP değerinin 1.8 ile 5.66 arasında olacağını belirtmişlerdir. Chua ve diğerleri [3], çalışmasında endüstriyel uygulamalarda atık ısı geri kazanımı ile ısı pompalarının kullanım yerleri ve tipleri hakkında bilgi vermiştir. Bununla birlikte, ısı pompalarında enerji verimliliğinin sağlanması için çok kademeli sıkıştırma işlemi, kompresörlerde sıkıştırma işinin azaltılması için scroll tipi kompresörleri (pistonlu tipe göre % 10 daha verimli), ve kompresör motorunun soğutulmasının yaklaşık %14 verimi iyileştirdiğini belirtmiştir. Hepbaşı ve Akdemir [4], çalışmalarında iş akışkanı olarak R22 kullanan, düşey boruya sahip toprak kaynaklı bir ısı pompasının deneysel ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, en büyük ekserji kaybının kompresörde mekanik ve elektrik kayıplardan olduğunu göstermişlerdir. Daha sonra sırasıyla kondenser ve kılcal borudaki kayıpların en fazla ekserji kaybının olduğu diğer bileşenler olduğunu göstermişlerdir. Guoyan ve diğ. [5] çalışmalarında hava kaynaklı bir ısı pompasının düşük sıcaklık bölgelerinde çalışma performansının artırılması için bir ekonomizer uygulaması önermişlerdir. Yapılan deneysel çalışma sonuçlarına göre -15°C ortam sıcaklığında bile performansın değişmediğini ve önerilen bu sistem yapısının soğuk bölgelerde de uygulanabileceğini göstermişlerdir. Isı değiştirgeçleri üzerinde hava kaynaklı ısı pompalarında oluşan buz tabakası sistem performansını olumsuz etkilemektedir. Yao ve Diğ. [6] çalışmalarında buz oluşumunun matematiksel modellemesini yapmışlardır. Byun ve diğ. [7] ise ısı değiştiricisi üzerindeki buz oluşumunun önlenmesi için bir by-pass hattı önermişler ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneysel çalışma sonuçlarına göre önerilen by-pass hattı hava kaynaklı ısı pompasının COP'sini yaklaşık %8.5 artırmıştır. Bertsch ve Groll [8] çalışmalarında iki kademeli hava kaynaklı bir ısı pompasının imalatını ve performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Performans testlerine göre dış ortam sıcaklığı -30°C iken ısı pompası ile 50°C sıcak su elde etmişlerdir. Bu durumda COP değerini 2.1 olarak bulmuşlardır. Morrison ve diğ. [9] hava kaynaklı üç ısı pompasının mevsimsel performansını incelemişlerdir. Byrne ve diğ. [10] eş zamanlı ısıtma ve soğutma ihtiyacı için hava kaynaklı bir ısı pompası kullanımını incelemişlerdir. Klasik ısı pompası sistemlerine göre yıllık performans %16.6 artırılmış ve hava kaynaklı ısı pompalarında karşılaşılan buzlanma problemi sistemin eş zamanlı çalışması nedeni ile gözlenmemiştir. Ekserji analizi bir termodinamik sistemde tersinmezliklerin kaynaklarının belirlenmesi adına ve iyileştirme potansiyellerinin belirlenmesi için büyük önem taşımaktadır. Isıl sistemlerde ekserji analizi sonuçlarına göre bir sistemin performansının iyileştirilmesi mümkündür. Özgener ve Hepbaşı [11] çalışmalarında HVAC sistemlerinde ekserji analizinin önemini belirtmişler ve bazı durumlar için ekserji analizi uygulamalarını yapmışlardır. Dikici ve diğ. [12], çalışmalarında hava kaynaklı bir ısı pompası için enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre, R22 iş akışkanlı deney setinde, COP 2,12 ve en fazla ekserji kaybı 1,29 kW ile buharlaştırıcıda bulunmuştur. Çakır ve Çomaklı da [13], Erzurum koşullarında R134a iş akışkanlı bir hava kaynaklı ısı pompasının farklı çalışma koşullarında birinci ve ikinci kanun analizlerini yapmışlardır.

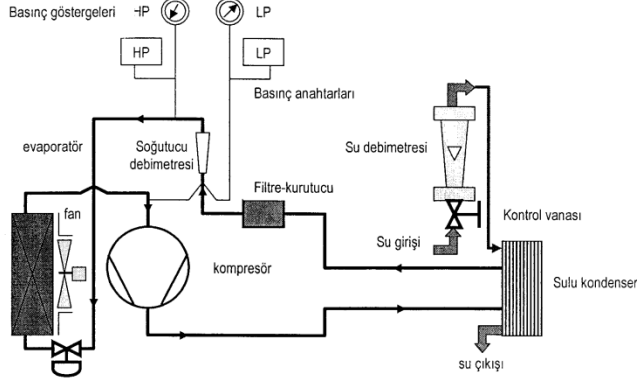
Bu çalışmada, R134a iş akışkanlı hava kaynaklı bir ısı pompasının deneysel termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Deney setinden elde edilen veriler kullanılarak ısı pompası için termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizleri yapılmıştır. Literatürden farklı olarak, ekserji analizinde her bir bileşenin yüzey sıcaklığı da ölçülerek ortama olan ekserji kaybı da hesaba katılmıştır.

2. DENEY SETİ VE SİSTEM MODELİ

Deneyel çalışmada kullanılmış olan deney setinin fotoğrafı Şekil 1'de ve bağlantı şeması Şekil 2'de gösterilmiştir. Deney setinde iş akışkanı olarak R134a kullanılmıştır. Kondenser su soğutmalı ve kompresör hermetik kompresördür. Su debisi rotametre ile ölçülmüştür.



Şekil 1. Deney setinin fotoğrafı



Şekil 2. Deney setinin bağlantı şeması

Isı pompaları buhar sıkıştırırmalı çevrim prensibine göre çalışmaktadır. Temel bir buhar sıkıştırırmalı ısı pompası elemanları Şekil 2'den de görüleceği üzere kompresör, yoğuşturucu (kondenser), genleşme valfi ve buharlaştırıcıdır (evaporatör). İdeal çevrim hesaplarında kompresörde izentropik sıkıştırma, yoğuşturucuda sabit basınçta ısı transferi, genleşme valfinden sabit entropide genişleme ve yoğuşturucuda sabit basınçta ısı transferi olduğu kabul edilir. Gerçek durumda ise basınç kayıpları ve kompresörün izentropik verimi nedeniyle durum farklılık göstermektedir. Kompresör girişindeki hal 1 olarak numaralandırılırsa ideal çevrime göre kompresör çıkışı 2s (gerçek çevrimde 2), yoğuşturucu çıkışı 3, genleşme valfi çıkışı 4 ve buharlaştırıcı çıkışı 1 olacaktır. Bu durumda ideal çevrimde kompresör girişi ve çıkışındaki özgül entropiler eşit olacaktır (Eş.1). Kompresörün izentropik verimi ise Eş. 2'de belirtildiği gibi ideal kompresör işinin gerçek kompresör işine oranıdır. Bu durumda gerçek çevrimde kompresör çıkışında entalpi, h_2 , Eş. 2 ile hesaplanabilir.

$$s_1 = s_{2s} \quad (1)$$

$$\eta_k = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (2)$$

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için enerji denklemleri sırasıyla Eş. 3 ve 4'te belirtilmiştir. Bu eşitliklerde \dot{m}_r , soğutucu akışkanın kütleli debisini [kg/s] göstermektedir. Genleşme vanasında giren ve çıkan entalpilerin eşitlikleri Eş. 5'te gösterilmiştir. Kompresöre verilen iş ise Eş. 6'da belirtilmiştir. Eş. 6'da η_m , kompresörün mekanik verimini göstermektedir. Isı pompası için ısıtma tesir katsayısı (ITK) Eş. 7'de belirtildiği gibi tanımlanmıştır. Isı pompalarında verimi hesaplayabilmek için Carnot ısı pompasının ısıtma tesir katsayısının da belirlenmesi gerekmektedir. Eş. 8, Carnot ısı pompasının verimi olmak üzere Eş. 9 ısı pompasının verimini göstermektedir. Bir diğer verim ifadesi de enerji verimlilik oranıdır. Enerji verimlilik oranı ısıtma ya da soğutma kapasitesinin [Btu/h] kompresör gücüne [W] oranı olarak tanımlanır. Enerji verimlilik oranı ile ITK arasında Eş. 10'da belirtildiği gibi bir ilişki bulunmaktadır. [14]

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (4)$$

$$h_3 = h_4 \quad (5)$$

$$\dot{W}_k = \frac{\dot{m}_r(h_2 - h_1)}{\eta_m} \quad (6)$$

$$ITK = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k} = \frac{(h_2 - h_3)\eta_m}{(h_2 - h_1)} \quad (7)$$

$$ITKC = \frac{T_y}{T_y - T_b} \quad (8)$$

$$\eta_{IP} = \frac{ITK}{ITKC} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \eta_m \left(1 - \frac{T_b}{T_y}\right) \quad (9)$$

$$ITK = \frac{EVO}{3.412} \quad (10)$$

Ekserji analizi belirli bir referans koşuluna göre tanımlanmış basınç ve sıcaklık değeri için gerçekleştirilir. Bu referans değeri bu çalışmada deneylerin yapıldığı andaki ortam sıcaklığı ve basıncı olarak ele alınmıştır. Genel haliyle her bir ısıl sistem bileşenindeki kayıp ekserjinin belirlenmesi için Eş. 11 kullanılabilir. Bu eşitlikteki ψ , akış ekserjisini tanımlamaktadır. Akış ekserjisi Eş. 12'de belirtildiği gibi hesaplanır ve bu eşitlikteki 0 indisleri referans koşullarını göstermektedir. Bir ısı pompası sistemi için ekserji verimi Eş. 13'te belirtilmiştir. Bu eşitlikte pay, birim zamanda ısı ile geçen ekserji transferini (Eş.14) payda, birim zamanda verilen gücü (Eş.15) göstermektedir.

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_n}\right) \dot{Q}_n - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\psi \psi_\psi = \dot{E} x_k \quad (11)$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (12)$$

$$\eta_{ex,IP} = \frac{\dot{E} x_{ISI}}{\dot{W}_g} \quad (13)$$

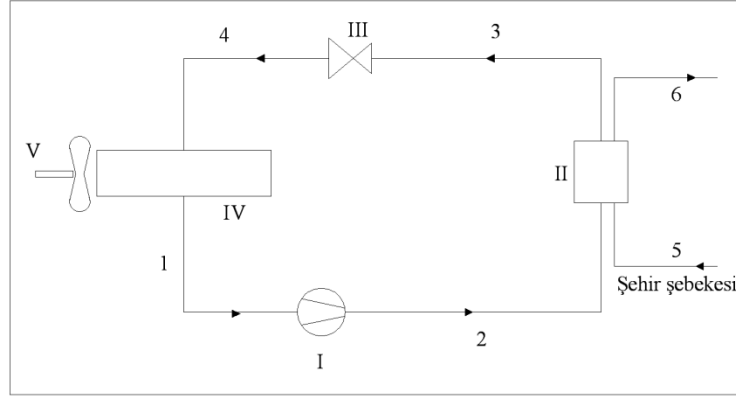
$$\dot{E} x_{ISI} = \left(1 - \frac{T_0}{T_h}\right) \dot{Q}_{iy} \quad (14)$$

$$W_g = \frac{I_k V_k \cos \varphi}{1000} \sqrt{3} \quad (15)$$

3. SONUÇ

Şekil 3'te deneysel sistemin bağlantı şeması, bileşen numaraları ve akım numaraları gösterilmiştir. Hermetik kompresör I, sulu yoğunlaştırıcı II, otomatik genişleme vanası III, evaporatör IV ve evaporatör

fanı V olarak numaralandırılmıştır. İlgili noktalardaki akım numaraları Şekil 3'te gösterilmiştir. Tablo 1'de farklı kondenser su debileri için gerçekleştirilmiş olan deney sonuçları, Şekil 4'te ITK'nın kondenser su debisi ile değişimi gösterilmiştir.

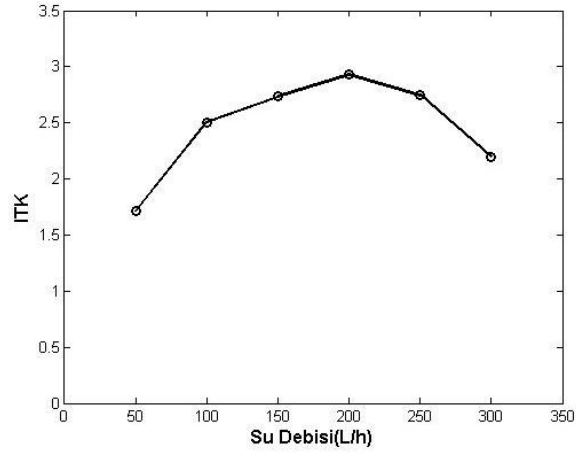


Şekil 3. Hava Kaynaklı Isı Pompası Akım ve Bağlantı Şeması

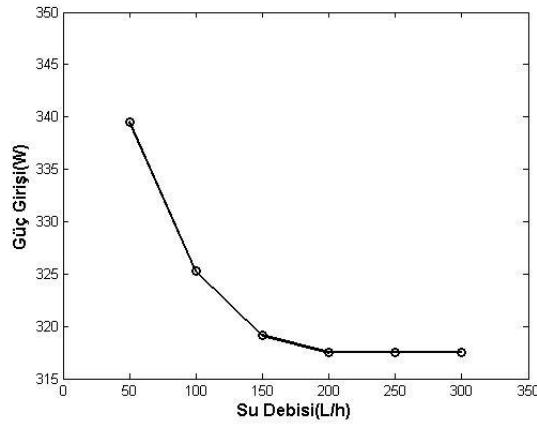
Tablo 1. Farklı Kondenser Su Debileri İçin Ölçüm Sonuçları

Ölçüm Sayısı	1	2	3	4	5	6
Oda Sıcaklığı, T_a [°C]	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2
Hat Gerilimi, U [V]	228	227	227	227	227	227
Kompresör Akımı, I_c [A]	2,04	1,99	1,98	1,97	1,97	1,97
Kompresör Güç Katsayısı, $\cos\phi$	0,73	0,72	0,71	0,71	0,71	0,71
Kondenser Su Giriş Sıcaklığı, T_5 [°C]	13	12	11	11	11	11
Kondenser Su Çıkış Sıcaklığı, T_6 [°C]	23	19	16	15	14	13
Kondenser Su Debisi, m_{su} [l/h]	50	100	150	200	250	300

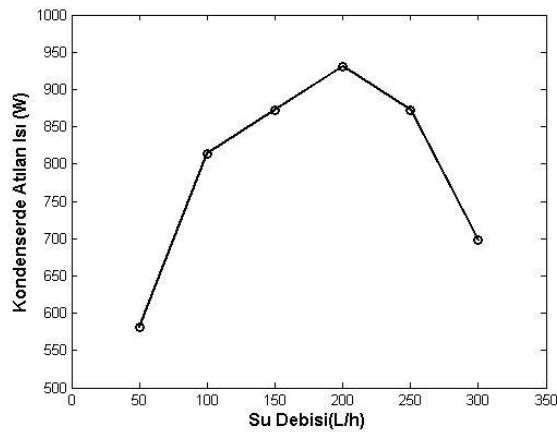
Tablo 1'e incelendiğinde kondenslerden geçen su debisindeki artış, kondenser su çıkış sıcaklığını azaltmaktadır. Ölçüm aralığında en düşük debi dikkate alındığında şehir şebekesinin su sıcaklığı 10°C artırılmıştır. En yüksek debi durumunda ise şehir şebekesi su sıcaklığı artışı sadece 2°C olarak belirlenmiştir. Sulu kondenserli ısı pompalarında kondenser su debisinin optimizasyonu sistem kurulumunda ve tasarımında büyük önem taşımaktadır. Bununla birlikte, Şekil 4 ITK'nın artan su debisi ile değişimini göstermektedir. Bu durumda en yüksek ITK su debisinin 200 l/h olduğu durumda bulunmuştur. Eş. 7 incelendiğinde, ITK kondenslerden atılan ısı miktarı ile kompresörde tüketilen güç bağlıdır. Şekil 5 ve 6'da bu durumun nedeni açıkça görülmektedir. 200 l/h su debisinde kondenslerden atılan ısı maksimum iken aynı zamanda kompresör tüketimi minimumdur. Bu durumun doğal sonucu olarak deney setinde 200 l/h su debisinde maksimum ITK bulunmuştur.



Şekil 4. Farklı Kondenser Su Debilerinde ITK'nın Değişimi



Şekil 5. Farklı Kondenser Su Debilerinde Kompresör Güç Girişi



Şekil 6. Farklı Kondenser Su Debilerinde Kondenserdan Atılan Isı Miktarı

Tablo 2'de 50 l/h şebeke suyu debisi için ölçüm değerleri ve ekserji hesaplamaları gösterilmiştir. En sağdaki sütun her bir akımın fiziksel ekserjisini göstermektedir. Bu değerler esas alınarak her bir elemandaki ekserji kaybı değerleri iki durum için bulunmuştur. Birinci durumda, Eş. 11'de belirtilmiş olan eşitliğin sol tarafındaki ısıya bağlı terim ihmal edilmiştir. İkinci durumda ise aynı terim her bir

eleman için hesaba katılarak ekserji kaybı değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda referans hal, 4°C ve 91,3 kPa olarak alınmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki dış yüzey sıcaklıkları sırayla 13,9°C ve 16,7°C olarak ölçülmüştür.

Tablo 2. Deney Setinden Alınan Ölçüm Sonuçları ve Her Bir Akımın Ekserjisi

Akım No.	Yer	Akışkanın Cinsi	Akışkanın Fazı	Sıcaklık [°C]	Basınç [kPa]	Özgül Nem [kg/kg]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kgK]	Kütleli Debi [kg/s]	Özgül Ekserji [kJ/kg]	Ekserji [kW]
1	Evaporatör Çıkışı	R134	Kızgın Buhar	6	290	NA	255,7	0,954	0,006057	20,476	0,12402
2	Kompresör Çıkışı	R134	Kızgın Buhar	30	740	NA	268	0,924	0,006057	41,086	0,24886
3	Kondenser Çıkışı	R134	Sıkıştırılmış Sıvı	18	740	NA	91,9	0,3412	0,006057	26,422	0,16004
4	GV Çıkışı	R134	Sıvı-Buhar Karışımı	0,6	290	NA	91,9	0,3508	0,006057	23,762	0,14393
5	Kondensere Giren Su	Su	Sıvı	13	50	NA	54,65	0,1953	0,01389	29,586	0,41095
6	Kondenserden Çıkan Su	Su	Sıvı	23	50	NA	96,52	0,3391	0,01389	31,623	0,43925
7	Fana Giren Hava	Hava	Gaz	19,2	NA	0,0063	35,23	NA	0,136	0,456	0,06205
8	Fandan Çıkan Hava	Hava	Gaz	18,3	NA	0,00593	33,44	NA	0,136	0,395	0,05374

Tüm sonuçlar karşılaştırıldığında, ilk durum için her bir elemanda ekserji kaybı değeri sırasıyla kompresörde 180W, yoğuşturucuda 151,6W, evaporatörde 367W ve genişleme valfinde ise 16,1W olarak bulunmuştur. Isı yoluyla ekserji kaybı teriminin dahil edilmesi durumunda ise yoğuşturucuda 202W ve evaporatörde 401,9W değerleri bulunmuştur. Isı kaybı ile olan ekserji kaybı teriminin dahil edilmesi ve edilmemesi durumları için ısı pompası sisteminde toplam ekserji kaybı sırasıyla 800W ve 715,6W olarak bulunmuştur. Bu değerlerin arasındaki yüzdesel hata toplam ekserji kaybı için yaklaşık %12 iken, yoğuşturucuda yapılan hata %33 ve evaporatörde yapılan hata %9 dolaylarındadır.

Isı pompası sisteminin toplam COP'si 3,39 olarak hesaplanmıştır. Evaporatörde kullanılmakta olan fanın da sisteme dahil edilmesi durumunda COP 2,34 olarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda kompresörün mekanik ve elektriksel verimleri %68 ve %69, fanın mekanik ve elektriksel verimleri ise %40 ve %80 olarak katalog değerlerinden alınmıştır. İkinci yasa yönünden incelendiğinde ısı pompası sisteminin COP'si 0,45 ve ısı kaybı yoluyla olan ekserji kaybının da dahil edilmesi durumunda ikinci yasaya göre COP 0,6 olarak hesaplanmıştır. İkinci yasaya göre COP hesabında yoğuşturucuya giren ve çıkan toplam ekserjinin kompresör işine oranı olarak hesaplamalar yapılmıştır. İkinci durumda bu kaybın da eklenmesiyle COP değerinin daha yüksek bulunması gerekmektedir. Fanın da dahil edilmesi durumunda ısı pompası grubu için ikinci yasaya göre COP 0,31 ve ikinci durum (ısı transferi ile olan ekserji kaybı) için COP 0,41 olarak hesaplanmıştır.

4. DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Bu çalışmada R134a iş akışkanlı bir ısı pompasının deneysel enerji ve ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışmada temel alınan nokta ısı transferine bağlı ekserji teriminin ihmal edilebilirliğinin hesaplanmasıdır. Elde edilen sonuçlara göre deneysel sistemdeki belirtilen yoğuşturucu su debisinde ısı transferine bağlı ekserji kaybının ihmal edilmesi durumunda yaklaşık %12'lik bir toplam hata yapılabileceği ortaya çıkmıştır. Bu hata oranı kabul edilebilir olsa da teorik olarak ekserji analizinin yapılması durumunda büyük bir hata oranına sahip olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla, ısı pompası sistemlerinde bu ısı kaybına bağlı ekserji kaybı teriminin ihmal edilmesi uygun değildir. Çalışmanın devam eden kısmında farklı yoğuşturucu su debileri için hesaplamalar tekrarlanarak bu durumdaki hata yüzdeleri hesaplanacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] İnternet, www.heatpumpcentre.org, Erişim tarihi: 17/12/2012
- [2] Hepbaşlı A. Kalıncı Y., A review of heat pump water heating systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13, 1211-1229, 2009.
- [3] Chua K.J. Chou S.K. Yang W.M., Advances in heat pump systems: A review, Applied Energy, 87, 3611-3624, 2010.
- [4] Hepbaşlı A. Akdemir O., Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system, Energy Conversion and Management, 45, 737-753, 2004.
- [5] Gouyuan M. Qinhua C. Yi J., Experimental investigation of air source heat pump for cold regions, International Journal of Refrigeration, 26, 12-18, 2003.
- [6] Yao Y. Jiang Y. Deng S. Ma Z., A study on the performance of the air side heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 3745-3756, 2004.
- [7] Byun J. Lee J. Jeon C., Frost retardation of an air source heat pump by the hot gas bypass method, International Journal of Refrigeration, 31, 328-334, 2008.
- [8] Bertsch S.S. Groll E.A., Two stage air source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates, International Journal of Refrigeration, 31, 1282-1292, 2008.
- [9] Morrison G.L. Anderson T. Behnia M., Seasonal performance rating of heat pump water heaters, Solar Energy, 76, 147-152, 2004.
- [10] Byrne P. Miriel J. Lenat Y. Experimental study of an air source heat pump for simultaneous heating and cooling - Part 1: Basic concepts and performance verification, Applied Energy, 88, 1841-1847, 2011.
- [11] Özgener L. Hepbaşlı A., HVAC sistemlerinde ekserji analizinin gerekliliği ve uygulamaları, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 8-11 Ekim 2003, İzmir.
- [12] Dikici A. Akbulut A. Gülçimen F. Akbulut A., Hava kaynaklı ısı pompası sisteminin performans katsayısı, enerji ve ekserji analizi, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 87, 33-42, 2005.
- [13] Çakır U. Çomaklı K. Hava kaynaklı bir ısı pompasının farklı çalışma şartları altında termodinamik performans analizi, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan 2011, İzmir.
- [14] Yamankaradeniz R. Horuz İ. Kaynaklı Ö. Coşkun S. Yamankaradeniz N., Soğutma Tekniği ve Isı pompası Uygulamaları, Dora Yayınları No:13, 511-519.

ÖZGEÇMİŞ

Mücahit ÇİFCİ

1985'de Sivas'ta doğdu. Lisans eğitimini 2010'da Yıldız Teknik Üniversitesi'nde tamamladı. 2 sene HVAC alanında özel sektörde çalıştıktan sonra 2012'de Gazi Üniversitesinde Yüksek Lisans eğitimine başladı. Aynı tarihten itibaren Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır. Yenilenebilir enerji sistemleri ve nükleer enerji alanlarına ilgi duymaktadır.

M. Zeki YILMAZOĞLU

1977'de Kahramanmaraş'ta doğdu. Lisans eğitimini Karadeniz Teknik Üniversitesi'nde Makina Mühendisliği Bölümü'nde 2002 yılında, Yüksek Lisans eğitimini Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde 2006 yılında tamamladı. Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2012 yılında doktora derecesini aldı. Halen Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde çalışmaktadır. Başlıca araştırma konuları, enerji dönüşüm sistemleri, ileri santral teknolojileri ve enerji verimliliğidir.