

DÜŞÜK SICAKLIKTAKİ JEOTERMAL KUYULARIN ISI POMPASI DESTEĞİ İLE BİNA ISITMASINDA KULLANILMASI

Yrd. Doç. Dr. Yusuf Ali KARĀ - Prof. Dr. Bedri YÜKSEL
Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü - ERZURUM
e-mail: (*) ykara@atauni.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynakların bina ısıtmak için değerlendirilmesi amacıyla, su-su tipi bir prototip jeotermal ısı pompası sistemi tasarlanmış ve sistemin bir bilgisayar modeli geliştirilmiştir. Sistemde 35 °C sıcaklıkta jeotermal kaynak kullanılarak döşemeden ısıtma amacıyla 45 °C sıcaklıkta su üretilmiştir. Sonuçta R-22 gazı ile çalışan jeotermal ısı pompası sisteminin toplam performans katsayısı 2.8 olarak tespit edilmiş ve geliştirilen bilgisayar programından elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Bilgisayar programı yardımıyla, bu sistemde R-22'ye alternatif olarak R-500 ve R-502 gazlarının kullanımı incelenmiş ve en yüksek performansın R-500 gazı ile elde edilebileceği sonucuna varılmıştır. Öte yandan yapılan inceleme sonucunda, çevre dostu olması nedeniyle son yıllarda kullanımı yaygınlaşan R-134a gazının kullanılmasının daha da iyi bir netice vereceği anlaşılmıştır.

GİRİŞ

Isı pompaları, düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından ısı enerjisini absorbe edip yüksek sıcaklıktaki bir ısı kaynağına aktarılır. Bu tip bir uygulama için jeotermal suyun sıcaklığı 80 °C civarında olmalıdır. Bu yüzden sıcaklığı 50 °C'nin altındaki kaynaklar

Semboller	Alt İndisler
A Alan (m ²)	c Kritik
c _p Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg K)	cd Kondenser
c _v Sabit hacimde özgül ısı (kJ/kg K)	cm Kompresör
h Özgül entalpi (kJ/kg)	d Deşarj
h _{fg} Duyulur entalpi (kJ/kg)	ev Evaporatör
I Akım (amper)	i Giriş
m Kütle akış hızı (kg/s)	L(l) Sıvı
n Polotropik katsayı	o Çıkış
NTU Transfer birim sayısı	p Pompa
P Basınç (Pa)	r Soğutkan
P _p Pompa gücü (kW)	s Emme
Q Isı akısı (kW)	TXV Termostatik genişleme
T Sıcaklık (°C)	valfi
³ T _s Aşırı kızdırma miktarı (K)	v Buhar
U Top. ısı transfer katsayısı (kW/m ² K)	w Su
V _{2f} Pompa gerilim farkı (volt)	1 Kompresör girişi
V _{3f} Kompresör gerilim farkı (volt)	2 Kompresör çıkışı
V _s Kompresör strok hacmi (m ³)	Doymuş buhar (kondenser)
W _{cm} Kompresör gücü (kW)	4 Doymuş sıvı (kondenser)
W _r Kompresör sıkıştırma işi (kW)	5 Kondenser çıkışı
x Kuruluk derecesi	6 Evaporatör girişi
e Eşanjör verimi	7 Doymuş buhar (evaporatör)
r Yoğunluk (kg/m ³)	
h Verim	
w Kompresör hızı (1/s)	
h _n Volümetrik verim	

Yrd. Doç. Dr. Yusuf AİKARA

1970 yılında Kars'ta doğdu. 1989 yılında Selçuk Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Arş.Gör. olarak göreve başladı, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde 1993 yılında Yüksek Lisans ve 1999 yılında Doktorasını tamamladı. Halen Aynı üniversitede Yrd.Doç.Dr. olarak görev yapmakta ve ısı, enerji konularında araştırmalarına devam etmektedir.

Prof. Dr. Bedri YÜKSEL

1953 yılında Ardahan'da doğdu. İlk Öğrenimini Tokat'ta Orta ve Lise öğrenimini Sivas'ta tamamladı. Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 1977 yılında mezun oldu. 1977-1980 yıllarında değişik kurumlarda atölye şefliği ve kontrol mühendisliği görevlerinde bulundu. 1980 yılında Atatürk Üniversitesi'nde Asistan olarak göreve başladı. 1994 yılında doktorasını tamamladı. 1986-1994 yıllarında yardımcı doçent olarak aynı üniversitenin Makine Mühendisliği Bölüm Başkanlığı'nı yürüttü. 1990-1991 yıllarında Miami Üniversitesi'nde (ABD) doktora sonrası çalışmaları yaptı. 1994 yılında Doçent oldu. Aynı yıl Pasinler Meslek Yüksekokulu Müdürlüğüne atandı. 1999 yılında profesör oldu. Halen Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalı Başkanı ve Pasinler Meslek Yüksekokulu Müdürlüğü görevini yürütmektedir.

caklıktaki bir ısı kaynağına aktarılır. Bu tip bir uygulama için jeotermal suyun sıcaklığı 80 °C civarında olmalıdır. Bu yüzden sıcaklığı 50 °C'nin altındaki kaynaklar

devresine aktarılır. Bu tip bir uygulama için jeotermal suyun sıcaklığı 80 °C civarında olmalıdır. Bu yüzden sıcaklığı 50 °C'nin altındaki kaynaklar

miştir. jeotermal ısı pompasının gücü 13MW'tır. Böyle bir sistemin, sıvı yakıtın kullanıldığı eski sisteme kıyasla 0.85 milyon SEK/yıl tasarruf sağlar.

böyle bir uygulama için elverişli değildir. Fakat bu kaynaklardan ısı pompası vasıtasıyla faydalanmak mümkündür. Bunun için bir su-su tipi ısı pompasının evaporatöründe düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynaktan ısı absorbe edilip kondenserde bina ısıtma tesisatı için sıcak temiz su üretilir. Bu tip sistemler "Jeotermal Isı Pompası" (GHP) olarak adlandırılır. Sonuç olarak jeotermal ısı pompaları düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynakların bina ısıtmada kullanılmasına imkan sağlayan sistemlerdir.

Niess[1] tarafından yapılan bir çalışmada, daha derin kuyulara alternatif olarak ısı pompası kullanılabilceği belirtilmiştir. Niess çalışmasında, 915 m derinliğinde, 20 l/t debi ve 38 °C sıcaklıktaki bir jeotermal kaynaktan ısı pompası ile ısı absorbe ederek 74 °C'de 28 l/s debide sıcak temiz su elde etmiştir. Kondenser su devresi kapalı devre olup dönüş sıcaklığı 68 °C ve toplam ısı yükü 644 kW'tir. Eğer jeotermal su direkt olarak kullanılsaydı (genellikle jeotermal sudaki ısı bir plakalı tip eşanjörle ısıtma devresinde kullanılmak üzere kapalı devreden temiz suya aktarılır) eş değer ısı yükü için 76 °C sıcaklık, 28 l/s debiye sahip 2347 m derinlikte bir kuyu kullanılması gerekirdi. Bu iki durumun ekonomik analizini yapan Niess, ilk yatırım maliyeti için ısı pompasının % 65 daha ekonomik, işletim maliyeti için ise % 88 tasarruf sağlandığı sonucuna varmıştır.

Niess[2] yaptığı başka bir çalışmada, ısı kaynağı olarak 1.5 km derinlik, 54°C sıcaklık ve 20 lt/s debideki bir jeotermal kuyunun kullanıldığı, 2580 kW ısıtma kapasiteli bir jeotermal ısı pompasının, sıvı yakıt kullanan konvansiyonel ısıtma sistemi ile karşılaştırıldığında 10 yıllık periyot için tasarrufunun 1.469.200 \$ olduğu belirtilmektedir. Performans katsayısı (COP) 3.5, sistemin amortismanı ise 4 yıl olarak tespit edilmiştir. Jeotermal su, bir eşanjör ile (su-su devreli) ısı pompasından izole edilmiştir. Evaporatör ve kondenser su devreleri kapalı devre olup, kondensere suyun çıkış sıcaklığı 74°C ve dönüş sıcaklığı ise 68 °C'dir.

Bjelm'in gerçekleştirdiği bir araştırmada [3] ise kaynak olarak 25 °C sıcaklıkta ve 100 l/s debide su içeren 800 m derinlikteki bir kuyu kullanıldı

landığı ve amortismanının 3.5 yıl olduğu kaydedilmiştir.

Oregon Teknoloji Enstitüsü Jeo-Isı Merkezi'nin katkılarıyla 1983 yılında büyük bir adliye sarayının ısıtılması amacıyla bir jeotermal ısı pompası (GHP) tasarlanmıştır. Bu sistem 30 °C'deki kuyudan ısı çekmekte ve bina kompleksinin merkezi ısıtma sistemine 52-65 °C sıcaklıkta su sağlamaktadır. Bu sistem sayesinde enerji tüketiminde % 80 azalma ve buna mukabil % 85 civarında parasal tasarruf sağlanmıştır. Bu proje dahilinde bazı ünitelerde GHP sistemine çevrilmiştir. 1983 yılında gerçekleştirilen bu projeler DOE (Enerji Bakanlığı) ve ASHRAE ödüllerini kazanmıştır. Bu proje diğer projeler için bir katalizör görevi görmüş, bundan sonra Yakima Ulusal Hapishanesi, Washington Eyaleti Sağlık ve Sosyal Hizmetler Binası ve çok sayıda okul için GHP uygulaması hayata geçirilmiştir[4].

Washington'da 14864 m² alana sahip Daniel Boone lisesi, kışın ısıtma yazın soğutma yapabilen bir GHP sistemi ile teçhiz edildiği bildirilmiştir[5]. Daha önce okul, bir boyler vasıtasıyla ısıtılmakta ve soğutma için bir soğutma kulesi kullanılmaktadır. Isı pompası ile sağlanan tasarrufun 37000 \$/yıl ve amortisman süresinin 6 yıl olduğu belirtilmektedir. Rınse bu çalışmasıyla 1998 ASHRAE Teknoloji Ödülü'nü kazanmıştır[5].

Buraya kadar aktarılan bilgilerden de anlaşılacağı gibi bina ısıtmada GHP kullanımı, derin kuyulardan elde edilebilen sıcak jeotermal suyun doğrudan kullanımına göre çok daha ekonomiktir. Bu konudaki çalışmalar çeşitli ödüllerle teşvik edilmektedir.

DENEYSEL ÇALIŞMA

Deney seti 30-35 °C sıcaklıktaki jeotermal su kaynağından yararlanarak kendisine bağlantısı yapılmış kapalı devre ısıtma tesisatı suyunu, jeotermal su sıcaklığından daha yüksek sıcaklığa (45 °C) kadar ısıtan bir ısı pompası sistemidir. Sistem iki ana devreden oluşmaktadır. Bunlar gaz devresi ve su devreleridir. İşgören akışkan olarak R-22'nin kullanıldığı gaz devresi mekanik buhar sıkıştırma çevrimine göre çalışır. Gaz devresi kompresör, genişleme valfi, kondenser,

evaporatör, gözetleme camı, selenoid valf alçak/yüksek basınç emniyet presostatlarından oluşmaktadır. Sistemde üç su devresi mevcuttur. Bunlar; kondenser su devresi, evaporatör su devresi, jeotermal su devresi. Su devrelerine ait boru akış şeması şekil-1'de verilmiştir. Bu devreler birbirinden izole edilmiştir. Her bir devrede su kapalı olarak sirküle edilir. Kondenserde gaz tarafından ısıtılan su ısıtma devresine giderek ısıtılır.

kompresörün çalışması kısa bir süre geciktirilerek ilk önce kondenser ve evaporatör su devrelerindeki pompalara yol verilir. Kompresör çalışmaya kadar bahsi geçen devrelerde su akışı olup olmadığı bu devrelerdeki diferansiyel basınç presostatları tarafından kontrol edilir. Eğer bu devrelerin birinde veya her ikisinde herhangi bir nedenle su akışı yoksa diferansiyel basınç presostatları arıza sinyali verecektir ve bu sinyal kompresör

uan ısıtma su ısıtma devresine giden ısıtma bırakıp geri döner. Isıtma tesisatındaki ekipmanların basınç altında kalmaması için bu devre at mosfere açık bir genişleme deposu ile teçhiz edilmiştir.

Evaporatör su devresi evaporatör, kapalı su genişleme deposu, sirkülasyon pompası, su akış kontrolü için diferansiyel basınç presostatı, su debisi için rotametre, emniyet valfi, devredeki su basıncını kontrol için bir hidrometre, otomatik su doldurma musluğu, donma emniyet termostatu, devrede sıkışan havayı deşarj etmek için iki adet otomatik hava alma ventili gibi ekipmanlardan oluşmaktadır. Jeotermal su devresinde bir plakalı eşanjör, sirkülasyon pompası su akış hızı ölçmek için bir rotametre mevcuttur. Jeotermal kaynak sıcaklığını laboratuvar şartlarında elde etmek için bir su tankı kullanılmıştır. Tank içerisine elektrikli ısıtıcılar yerleştirilerek tank sıcaklığı bir termostat ile kontrol altında tutulmuştur. Öte yandan ısıtma tesisatını temsilen bir zarf/boru tipi ısı eşanjörü kullanılmış ve kondenserde ısıtılan su bu eşanjörde şebeke suyu ile soğutulmuştur. Jeotermal su devresindeki termostat ısıtıcıları açar ve tank içerisindeki suyun ısınmasını sağlar. Sıcaklık set değerine ulaştığı zaman ısıtıcıları kapatır, set değerinin altına düştüğü zaman ısıtıcıları açar böylece tank sıcaklığını sabit tutar. Bu devreye ait sirkülasyon pompası çalıştığı zaman su, tank ile levhalı eşanjörün birinci devresi arasında kapalı olarak sirküle edilir. Böylece jeotermal su plakalı eşanjörde, eşanjörün ikinci devresinde kapalı olarak sirküle edilen evaporatör su devresine ısı aktarır. Plakalı eşanjörü bir miktar soğumuş olarak terkeden jeotermal su tekrar su tankına döner. Evaporatör su devresinde su plakalı eşanjör ile evaporatör arasında kapalı devre olarak sirküle edilir. Kompresöre yol vermek üzere ana şalter açıldığı zaman bir zaman rölesi vasıtasıyla

arıza sinyali verecektir ve bu sinyali kompresörün çalışmasına mani olacak hem de pompaları durduracaktır. Eğer kondenser ve evaporatör devrelerinde herhangi bir nedenle su mevcut değilse veya bu devrelerin pompaları arıza yapmışsa su akışı olmayacaktır. Bu durumda evaporatör ve/veya kondenser susuz kalacaktır. Bu durum hem eşanjörler için ve hem de kompresör için sakıncalıdır. Eğer herhangi bir arıza sinyali yoksa zaman rölesi kısa bir gecikmeyle kompresöre yol verecektir. Bu gecikme süresi içerisinde su devrelerinde sıkışan hava otomatik hava alma ventilleriyle atılır. Aksi halde hava kabarcıkları eşanjörün ısı veriminin düşmesine neden olacaktır. Kompresör çalıştıktan sonra evaporatörde ıslak buhar fazındaki gaz evaporatör su devresinden ısı çekerek buharlaşırken suyu da soğutur. Evaporatör ile plakalı eşanjörün ikinci devresi arasında kapalı devre olarak sirküle edilen su, evaporatörü belli miktar soğumuş olarak terkeder plakalı eşanjöre gelir ve burada jeotermal sudan ısı alarak tekrar evaporatöre döner. Evaporatörde su devresinden aldığı ısı ile buharlaşan gaz kompresöre gider. Kompresör gazı sıkıştırarak basınç ve sıcaklığının yükselmesini sağlar. Kızgın buhar fazındaki gaz kondensere gelir ve kondenser su devresine ısı kaybederek yoğunlaşır ve kondenseri doymuş sıvı fazında terkeder. Sonra genişleme valfinden geçerek tekrar evaporatöre gelir. Bu arada kondenserde gaz devresinden aldığı ısı ile ısınan su ısıtma tesisatı yerini alan eşanjörde soğutularak tekrar kondensere döner. Sistem su doldurma işlemi otomatik su doldurma musluğu ile yapılır. Otomatik su doldurma musluğu şehir şebeke suyuna bağlanır. Su önce evaporatör devresini doldurur. Evaporatör devresindeki hidrometrede basınç yükselmesi durduğu zaman evaporatör su devresi dolmuş demektir. Evaporatör devresindeki hava alması hafif gevşetilerek içeride sıkışan hava boşaltılır. Daha sonra kondenser devresi doldur

ma musluğu açılarak kondenser devresinin dolması sağlanır. Bu devrenin dolması ise açık genişleme deposunun taşma borusundan suyun akması ile anlaşılır. Taşma görüldüğü zaman kondenser doldurma musluğu kapatılır. Böylece kondenser ve evaporatör devreleri birbirinden izole edilmiş olur. Kondenser devresi atmosfere açık olduğu için devrede sıkışan hava kondenser devresi sirkülasyon pompasının çalışmasıyla genişleme deposu vasıtasıyla atılır. Öte yandan atmosfere kapalı olan evaporatör devresinde herhangi bir nedenle su basıncı artarsa emniyet valfi açar ve basıncı düşürerek sistemin zarar görmesine mani olur.

sacak ve kondenzasyon sıcaklığı ve basıncının düşmesine izin vermeyecektir. Bu şekilde kondenzasyon basıncı ve sıcaklığı dolayısı ile kondenser su çıkış sıcaklığı sabit değerlerde tutulmakta ve tam bir kararlı rejim teessüs etmektedir. Öte yandan kondenser devresi su sirkülasyon pompası herhangi bir nedenle devreye giremezse, örneğin pompada biriken tortu veya sıkışan hava nedeniyle bloke olabilir veya arıza yapmış olabilir, yükselen kondenzasyon basıncı ile orantılı olarak regülatörün açmasına rağmen su akışı olmadığı için kondenzasyon basıncı yükselmeye devam edecektir. Eğer basınç değeri emniyetli çalışma sınırlarını aşarsa kompresör zarar gö

Kondenser su devresinde bir kondenser su regülatör valfi bulunmaktadır. Bu regülatör kondenser gaz basıncına göre su debisini ayarlar ve bu yolla kondenzasyon basıncı sabit tutulur. Valf başlangıçta tamamen kapalıdır. Kondenzasyon basıncı ~16-17 bar değerine ulaştığında açmaya başlar. Bu zamana kadar kondenser devresinde su sirkülasyonu yoktur ve gaz devresindeki ısı kondenser içerisinde bulunan su ısıtılır. Kondenser içerisindeki su kütlesi kondenser su devresindeki toplam su kütlesine oranla daha küçük olduğu için, suyun sıcaklığı ve buna bağlı olarak kondenzasyon sıcaklık ve basıncı hızla çalışma değerlerine ulaşır. Böylece sistemin rejime girme süresi kısaltılmış olur. Kondenzasyon basıncı regülatörün set değeri olan ~16-17 Bar'a ulaştığında regülatör yavaş yavaş açmaya başlar ve kondenser devresinde su akışı başlamış olur. Kondenser basıncı yaklaşık ~19.5-20 bar'a ulaştığında suyun ısıtma tesisatına gitmesine izin verilir. Böylece su kondenserde ısındığı miktarda ısıtma tesisatında soğur. Bu yolla kararlı rejime ulaşılmış olur. Isıtma tesisatındaki ısı ihtiyacı düştüğü zamansuyun ısıtma tesisatından dönüş sıcaklığı diğer bir ifade ile kondensere giriş sıcaklığı artacaktır. Bu durumda kondenser çıkış sıcaklığı ve dolayısı ile kondenzasyon basıncı artacaktır. Basınç artınca regülatör daha fazla açıp kondenserin daha fazla su ile beslenmesine izin verecek ve böylece basıncın yükselmesini önleyecektir. Eğer ısıtma tesisatındaki ısı ihtiyaca bağlı olarak dönüş suyunun sıcaklığı düşerse kondenzasyon sıcaklığı ve basıncı düşme eğilimine girecektir. Bu durumda valf ters yönde fonksiyon gösterip, kondenser suyunu kı-

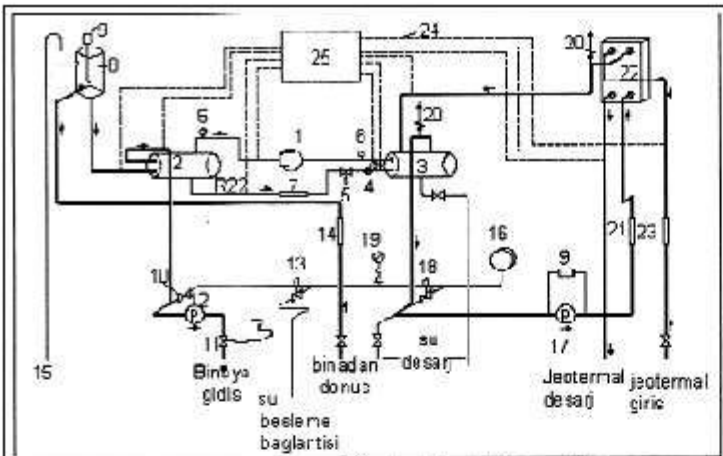
recektir. Böyle bir durumda gaz devresinde bulunan yüksek basınç presostatı devreye girer ve kompresörü ve bütün sistemi durdurur.

Jeotermal su devresinde akış olmadığı zaman plakalı eşanjörde evaporatör kapalı su devresine ısı aktarımı gerçekleşmeyecektir. Bu durumda suyun evaporatör gaz devresine kaybettiği ısı karşılanmamış olacak ve devredeki suyun sıcaklığı sürekli olarak düşecektir. Bu şekilde suyun sıcaklığı donma sıcaklığının altına düşerse su donmaya başlar ve evaporatör devresini patlatır. Bu olayın meydana gelmesini önlemek için evaporatör su devresi bir donma emniyet termostatu ile teçhiz edilmiştir. Bu termostat evaporatör çıkışında su sıcaklığını ölçer ve yaklaşık ~3 °C'nin altına düştüğü zaman kompresörü ve bütün sistemi durdurur. Böylece donma olayının önüne geçilmiş olur. Öte yandan Evaporasyon basıncı herhangi bir nedenle aşırı düşerse örneğin sistemin gazı kaçmış olabilir, bu durumda alçak basınç presostatı devreye girer ve kompresör ve sistemi durdurur.

Kompresör elektrik devresinde aşırı akım ve ısınmaya karşı bir termik röle bulunmaktadır. Eğer kompresör şebeke gücünün ani salınımları nedeniyle aşırı akıma maruz kalırsa veya kompresör aşırı ısınır termik atar ve kompresörü durdurur.

Görüldüğü üzere sistem her türlü arıza durumunda karşı teknik emniyet ve otomasyonla teçhiz edilmiştir. Sistem kendini bütün anormal çalışma rejimlerine karşı koruyabilir. Bu zaten sürekli rejim için gereklidir.

MATEMATİK MODEL



- | | |
|--------------------------|----------------------------------|
| 1. kompresör | 13. otomatik su besleme valfi |
| 2. kondenser | 14. kond. su flowmetresi |
| 3. evaporatör | 15. tasma borusu |
| 4. TXV | 16. avap su tankı |
| 5. solenoid | 17. evap. su dolaştırıcı pompası |
| 6. basınç transmittör | 18. emniyet valfi |
| 7. R-22 flowmatre | 19. hydrometre |
| 8. kondenser su tankı | 20. hava ventili |
| 9. fark basınç sensörü | 21. avap. su flowmetre |
| 10. kond. su giriş valfi | 22. itanyum plakalı ısı eşanjörü |

Geçici rejim simülasyonu için literatürde bir çok çalışma mevcuttur. Değişik çözüm teknikleri kullanılmış olmasına rağmen bir çoğunun ortak noktası matematik modeli kurarken kullandıkları temel denklemlerdir. Enerji, momentum ve süreklilik denklemleri geçici rejim formunda yazılıp her bir elemana ayrı ayrı uygulanmış, ortaya çıkan denklem takımı uygun bir nümerik yöntemle çözülmüştür [6,7,8,9,10,11]. Bunun dışında literatürde dinamik simülasyon yöntemi mevcuttur. Bu yöntemde ise simülasyon, deneysel veriler kullanılarak eğri uydurma yöntemleri ile elde edilmektedir [12]. Geçici rejim simülasyonu, parametreler zamana ve yola bağlı olarak ifade edildikleri için çözümleri zordur ama daha kesin ve doğru sonuç

1. basınçregülatörü
2. kond. su pompası

23. jeotermal su flowmetre
24. thermocouples
25. Veritoplama karti ve bilgisayar

Şekil-1 Jeotermal Isı Pompası Deney Düzenegi

Bir ısı pompasının matematik modelini oluşturmak için ilk önce sistemi oluşturan her bir elemanı temsil eden denklemler yazılır. Ortaya çıkan denklem sistemi eş zamanlı çözülür. Çünkü bir ekipmanın başlangıç şartı bir diğerinin sınır şartını teşkil eder.

Literatürde ısı pompası simülasyonu konusunda pek çok çalışma mevcuttur. Bu çalışmaları iki başlık altında toplayabiliriz: 1) geçici 2) sürekli rejim. Birinci grup simülasyonda matematik denklemler zamana ve yola bağlı olarak yazılır. Sonuçta simülasyon programı sistem parametrelerinin zamanla değişimini verir. Örneğin sistem performansının zamanla nasıl değiştiğini gösterir. Isı pompaları dinamik sistemlerdir. Sistemin giriş değerlerindeki bir değişim anında sistem çıkış değerlerinin de değişmesine neden olur. Örneğin ısı kaynağı olarak dış ortam havasının (veya toprak) kullanıldığı bir ısı pompasını ele alalım. Kaynak sıcaklığı anlık, günlük ve mevsimsel olarak değişkendir. Diğer bir deyişle kaynak sıcaklığı zamanın bir fonksiyonudur. Dolayısıyla sistemin performansı da zamanın fonksiyonu olacaktır. Böyle bir ısı pompası için en uygun simülasyon geçici rejim de yazılmış modeldir.

verir.

İkinci grup simülasyon tekniğinde ise denklemler zamandan bağımsız olarak ifade edilirler. Kararlı-rejim (steady-state) simülasyonunda denklem ta-

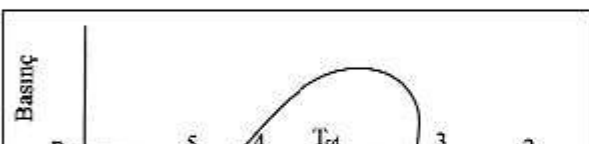
kımının çözümü daha kolaydır ve daha az veri gerektirir. Bu tip simülasyon programları kararlı çalışan ısı pompaları için çok uygundur. Örneğin ısı kaynağı olarak jeotermal kuyu kullanan bir ısı pompasında kaynak sıcaklığı üniform olduğu için sistemin performansı zamanla sabit kalır. Bu tip bir sistemin davranışını en iyi kararlı-rejim simülasyonu temsil eder. Bu konuda yapılan çalışmaların çoğunluğu hava-hava tipi ısı pompalarını kapsamaktadır[13,14,15,16]. Bunlar arasında en kapsamlı simülasyon programı Rice[13] tarafından geliştirilmiş olanıdır. Matematik model her bir ekipmanı detaylı olarak analiz eder. Parise[14,15,16] geliştirdiği matematik modelinde özellikle eşanjörleri detaylı olarak analiz eder. Kondenser ve evaporatördeki farklı ısı transferi bölgelerini (tek fazlı bölge, çift-fazlı bölge) göz önüne almaktadır. Kaynak sıcaklığımızın zamanla değişmemesi nedeniyle kurduğumuz deney seti için en uygun matematik model kararlı rejim modelidir. Hem basitliği ve hem de daha az geometrik dizayn verilerine ihtiyaç duyması nedeniyle de çok kullanışlıdır. Matematik model için Şekil-2'de görülen çevrim esas alınmıştır.

TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ / Ocak-Şubat 2008

Kondenser

Kondenser için literatürde birçok matematik model mevcuttur. Fakat bunların çoğu havalı tip kondenserler için yazılmış modellerdir [17, 18, 19, 20]. Fakat burada kondenserle ilgili basit bir model kullanacağız. Modeli oluştururken yoğunlaşmanın sabit basınç ve sıcaklıkta gerçekleştiği ve basınç kaybının olmadığı kabul edilmiştir. Şekil-2'den görüldüğü üzere kondenserde iki ısı bölgesi mevcuttur. Bunlar tek-fazlı ve çift-fazlı bölgelerdir. Kompresörden gelen kızgın buhar 2 noktasında kondensere girer ve 3 noktasına kadar sabit basınçta soğutulur. 2-3 arası tek fazlı bölgedir. 3-4 arasında sabit basınç ve sıcaklıkta yoğunlaşma olayı söz konusudur. Her bir ısı bölgesi için ısı transfer denklemleri aşağıdaki gibidir [13, 14, 15, 16].

Kızgın buhar (superheat) bölge;



Böylece kondenser soğutkan devresi için toplam ısı yükü bu üç terimin toplamı olur.

$$Q_{rcd} = m_r [c_{p,rvcd} (T_2 - T_{cd}) + h_{fgcd} + c_{p,rlcd} (T_{cd} - T_5)] \quad (4)$$

Kondenser soğutkan devresi ısı yükü entalpi ler cinsinden yazılabilir;

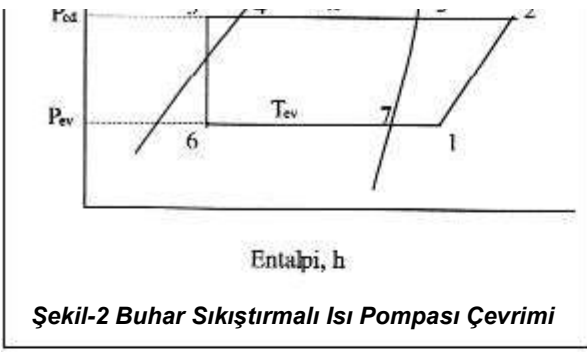
$$Q = m_r (h_2 - h_5) \quad (5)$$

Kondenser su devresi için ısı yükü;

$$Q_{wcd} = m_w [c_{p,w} (T_{cdwo} - T_{cdwi})] \quad (6)$$

Zarf/boru tipi kondenserde su borulardan, soğutkan zarf içinden dolaştığına göre soğutkan zarf cidarlarından atmosfere ve borulardan dolaşan suya ısı kaybedecektir. Buna göre;

$$Q_{rcd} = Q_{wcd} + Q_l \quad (7)$$



Şekil-2 Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası Çevrimi

yazılabilir. İyi yalıtılmış bir kondenser için kayıplar ihmal edilebilir ve (7) eşitliği;

$$Q_{rcd} = Q_{wcd} + Q_{cd} \quad (8)$$

şeklinde yazılabilir. E-NTU (Effectiveness - Number of Transfer Units) metodunu kullanarak;

$$Q_{cd} = \dot{m}_{wcd} p_w e_{cd} (T_2 - T_{cdwi}) \quad (9)$$

$$e_{cd} = 1 - \exp(-NTU_{cd}) \quad (10)$$

$$NTU_{cd} = \frac{(UA)_{cd}}{\dot{m}_{wcd} p_w} \quad (11)$$

şeklinde de ifade edilebilir.

Termostatik Expansion Valfi

Termostatik genişleme valfi evaporatörden çıkan buhar fazındaki soğutkanın kızgınlık derecesine göre evaporatöre giren sıvı soğutkan debisini kontrol eder. Temel görevi kompresöre sıvı so-

$$Q_{2-3} = \dot{m}_r c_{p_{rvcd}} (T_2 - T_{cd}) \quad (1)$$

Çift-fazlı bölge;

$$Q_{3-4r} = \dot{m}_r h_{fgcd} \quad (2)$$

Sıvı bölge (subcooling)

$$Q_{4-5} = \dot{m}_r c_{p_{rlcd}} (T_4 - T_5) \quad (3)$$

ğutkan gitmesine izin vermeden evaporatörü aktif tutmaktır. Bu nedenle evaporatöre sağlanan ısı ile tamamen buharlaşacak kadar soğutkanın evaporatöre girmesine izin verir. Termostatik genişleme valfinin en genel matematik modeli aşağıdaki gibidir[11,13].

$$\dot{m}_r T_{XV} = C (T_{XV}^{oper} - T_{static}) (r_r^3 P) T_{XV}^{1/2} \quad (12)$$

Modelimiz için kısılma işleminin izentalpik olduğu kabulü ile;

$$h_5 = h_6 \quad (13)$$

$$T_1 = T_{evs} + T \quad (14)$$

olduğu diyagramdan kolayca görülebilir.

Evaporatör

Literatürde havalı tip evaporatörler için yazılmış bazı modeller mevcuttur[21]. Evaporatörde ıslak buhar ve kızgın bölge (superheat) olmak üzere iki ısı bölgesi vardır. Evaporatör girişinde soğutkanın bir kısmı buhar fazındadır ve ısı transferinde bir rol almaz. Bütün bunlar göz önünde tutularak ve ısı transferinin izotermik olduğunu kabul edip, basınç kaybını da ihmal ederek soğutkan devresi için ısı yükü;

$$e_{ev} = 1 - \exp - \frac{(UA)_{ev}}{\dot{m}_{wev} c_{p_w}} \quad (18)$$

Kompresör

Literatürde değişik tip kompresörler için değişik matematik modeller mevcuttur[13,22]. Kompresör modeli için pistonlu hermetik tip kompresör göz önüne alınmıştır. Şekil-3'de böyle bir kompresörün şematik şekli görülmektedir. Buna göre matematik model aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_{hilo} = 0.03 W_{cm} \quad (19)$$

$$Q_{can} = 0.9 (1.0 - h_{motor} h_{mech}) W_{cm} \quad (20)$$

$$\dot{m}_r (h_s - h_i) = Q_{hilo}^{cool} - Q_{can} \quad (21)$$

$$\dot{m}_r (h_d - h_s) = W_r \quad (22)$$

$$-(\dot{m}_r h_o - h_d) = -Q_{hilo} \quad (23)$$

$$W_s = \frac{W_r}{h_{mech}} \quad (24)$$

$$Q_{ev} = \dot{m}_{ev} [r(1-x_6)h_{fg, ev} + c_{p, ev}(T_1 - T_{ev})] \quad (15)$$

şeklinde ifade edilir. Parantez içerisindeki ilk terim iki fazlı bölgeyi son terim ise kızgın bölgeyi gösterir. Evaporator su devresi için;

$$Q_{wev} = \dot{m}_{wev} c_{p, w} (T_{evwi} - T_{evwo}) \quad (16)$$

Evaporasyon sıcaklığı düşük olduğu için ısı kayıpları ihmal ederek soğutkan tarafındaki ısı ile su tarafındaki ısı yüklerinin eşit olduğunu kabul edebiliriz ve NTU metodunu kullanarak;

$$Q_{ev} = \dot{m}_{wev} c_{p, w} (T_{evwi} - T_{ev}) \quad (17)$$

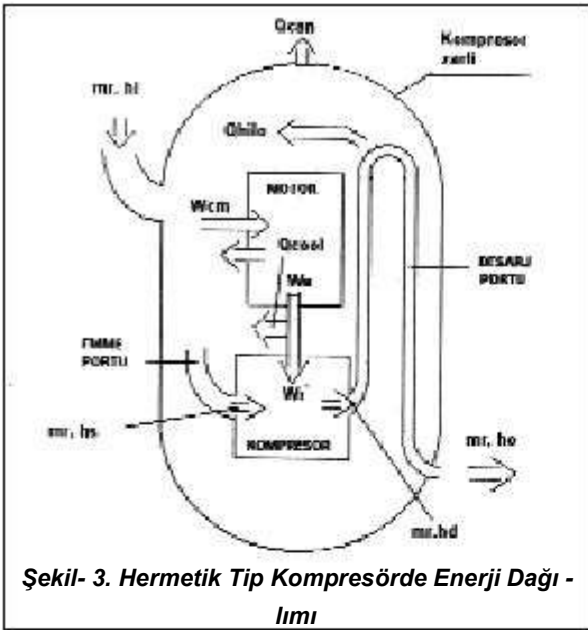
$$W_{cm} = \frac{\dot{m}_{wev} W_s}{h_{motor}} \quad (25)$$

Şekil-3'den görüldüğü gibi Q_{can} kompresör zarfından atmosfere kaybedilen ısıyı, Q_{hilo} kompresör çıkış tarafındaki sıcak gazdan, giriş tarafındaki soğuk gaza aktarılan ısıyı ve Q_{cool} ise elektrik motorunu soğutmak için gerekli ısıyı göstermektedir.

$$Q_{cool} = (1 - h_{mech} h_{motor}) W_{cm} \quad (26)$$

$$\dot{m}_r = h_n W_s / n_s 2\dot{s} \quad (27)$$

$$P_d = 1/n$$



Şekil-3. Hermetik Tip Kompresörde Enerji Dağılımı

$$h_n = C_n \left(1 + r \right) \frac{1 - \dots}{P_s} \quad (28)$$

Burada C_v gaz kaçaklarını, valflerdeki basınç kayıplarını ve diğer bütün kayıpları kapsayan bir katsayıdır. Bir kontrol eşitliği olarak emiş tarafındaki gazın entalpi değişiminin pozitif veya sıfır olması gerektiği göz önüne alınarak aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$Q_{hilo} + Q_{cool} - Q_{can} = 0 \quad (29)$$

Şekil-2'de verilen çevrimi göz önüne alırsak kısımla prosesi izentalpik olduğuna göre; $h_5 = h_6$ yazabiliriz. Buna göre 5 ve 6 noktalarında soğutkanın entalpi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$+h_{fg}[T_{ev}, P_{ev}] - x_6 h_{fg}[T_{ev}, P_{ev}] = 0 \quad (41)$$

Burada T_5 ; (4) ve (6) denklemlerinden, x_6 ise (15) ve (16) denklemlerinden aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$T_5 = T_{cd} - \frac{\dot{m}_{wcd} P_w e_{cd} c_{p, r, wcd}}{(T_2 - T_{cd}) + \dots} + \frac{\dot{m}_r c_{p, r, lcd} c_{p, r, lcd}}{T_s} \quad (42)$$

$$x_6 = 1 - \frac{\dot{m}_{wev} P_w e_{ev} c_{p, r, wev}}{T_s} + \frac{\dot{m}_r h_{fg}[T_{ev}, P_{ev}]}{h_{fg}[T_{ev}, P_{ev}]} \quad (43)$$

T_2 sıcaklığının hesabı kompresör modeli içerisinde hesaplanmaktadır. Çevrim için toplam enerji dengesini yazacak olursak;

$$W_r + Q_{ev} = Q_{cd}$$

Buradan;

$$\dot{m}_r (h_{hd} - h_s) - \dot{m}_{wcd} P_w e_{cd} (T_2 - T_{cdwi}) = 0 \quad (44)$$

$$+ \dot{m}_{wev} P_w e_{ev} (T_{evwi} - T_{ev}) = 0$$

elde edilir. Burada (27) ve (28) eşitliklerinden elde edilir. (41) ve (44) denklemleri evaporasyon ve

$$h_s = h_{v}[T_5, P_{sat}(T_5)] - h_{fg}[T_5, P_{sat}(T_5)] \quad (38)$$

$$h_6 = h_{6l} + x_6 h_{fg}[T_{ev}, P_{ev}] \quad (39)$$

burada;

$$h_{6l} = h_v[T_{ev}, P_{ev}] - h_{fg}[T_{ev}, P_{ev}] \quad (40)$$

Buna göre;

$$h_v[T_5, P_{sat}(T_5)] - h_{fg}[T_5, P_{sat}(T_5)] - h_v[T_{ev}, P_{ev}]$$

44 ■ TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ / Ocak-Şubat 2003

kondenzasyon sıcaklıklarına bağlı denklemlerdir. Bu nedenle (41) ve (44) denklemleri;

$$F_1(T_{cd}, T_{ev}) = 0$$

$$F_2(T_{cd}, T_{ev}) = 0$$

şeklinde sembolik olarak gösterilebilirler. Bu iki denklem T_{cd} ve T_{ev} 'e göre çözüldüğü zaman çevrimin analizi yapılabilir. (41) ve (44) denklemleri non-linear denklemlerdir. ve nümerik olarak çözülebilirler. Biz burada çözüm için Newton-Raphson iterasyon yöntemini kullanılmıştır. Bu denklemlerde yer alan soğutkanın termodinamik özelliklerini hesaplamak için Downing[23] tarafın

dan verilen eşitlikler kullanılmıştır.

Bu teknik kullanılarak (41) ve (44) denklemlerinden T_{ev} ve T_{cd} sıcaklıkları çözülür. Daha sonra (31) denklemini kullanarak P_{cd} ve P_{ev} hesaplanır. Bu değerler bilindiği zaman çevrimin bütün noktalarındaki termodinamik özellikleri hesaplamak mümkündür. Şekil-2'de gösterilen noktalar da soğutkan özellikleri hesaplandıktan sonra da (4) eşitliğinden Q_{cd} , (15) eşitliğinden Q_{ev} ve (25) eşitliğinden W_{cm} sonrada COP hesaplanır. Kondenser ve evaporator çıkışında su sıcaklıkları ise;

$$T_{cdwo} = T_{cdwi} + \frac{Q_{wcd}}{m_{wcd} P_w} \quad (50)$$

$$T_{evwo} = T_{evwi} - \frac{Q_{wev}}{m_{wev} p_w} \quad (51)$$

şeklinde hesaplanır. COP'nin hesabı değişik şekillerde yapılabilir. Örneğin sıcaklıklardan veya entalpilerden hesaplanabilir. Fakat bunlar yalnızca teoriktir. Çünkü sistemin gerçek performansı sistemden alınan net ısı yükünün kompresörün ve pompaların tükettiği toplam elektrik gücüne oranlanarak hesaplanmalıdır. Yani;

$$COP = \frac{Q_{wcd}}{W_{cm} + \sum P_p} \quad (52)$$

Burada Q_{wcd} kondenserde suya aktarılan net ısıdır, W_{cm} kompresörün tükettiği net elektrik gücünü ve $\sum P_p$ ise kondenser, evaporatör ve jeotermal su devrelerinde ait pompaların toplam gücünü göstermektedir.

SONUÇLAR

Deneysel sonuçlar ve bilgisayar programından elde edilen sonuçlar Tablo-1'de verilmiştir.

na göre evaporatör su devresinin ortalama sıcaklığı yaklaşık 26 °C'dir. Bu sonuca göre sistem daha yüksek evaporasyon sıcaklığında örneğin 18-19 °C'de çalıştırılmalıdır. Böylece evaporasyon ve kondenzasyon basınçları arasındaki fark küçülecektir. Bu ise daha küçük bir kompresör gücü ve daha büyük bir performans demektir. Fakat kullandığımız kompresör, emme basıncının daha fazla yükselmesine olanak tanımamıştır. Piyasada daha büyük emme basınçlarıyla çalışabilen kompresörler mevcuttur.

Refrigerant -22 kullanıldığında kompresör emme ve deşarj basınçları arasındaki fark 11.8 bar olarak gerçekleşmiştir. Tablo-1'den de görüleceği gibi R-500 kullanılsaydı aynı kondenzasyon sıcaklığına tekabül eden basınç 13.3 bar ve fark basınç ise 6 bar olurdu. Bu durumda refrigerant seçiminin performans üzerinde önemli etkisi olduğuna dikkat edilmelidir. R-500 yasaklandığı için bunun yerine çevre dostu olan R-134a önerilebilir. R-134a ile R-22'ye eşdeğer kompresör gücü ile 65 °C'de kondenzasyon yapmak mümkündür. Buna göre R-134a kullanıldığında yaklaşık 60 °C sıcak su elde edip ısı pompası sistemini kalorifer tesisatına direk olarak entegre etmek mümkündür.

Matematik model Şekil-2'deki teorik çevrime göre yazılmıştır ve kayıplar ihmal edilmiştir. Bu nedenle simülasyon programından elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında sapmalar olmaktadır. Ancak kayıpları da hesaba katarak bu programı geliştirmek mümkündür. Biz burada en basit yaklaşımla bir model oluşturduk. Bu modelin daha fazla denklemlerle zenginleştirilmesi gereklidir. Örneğin ısı transfer katsayısı her bir ısı zonu için uygun korelasyonlar kullanılarak hesaplanabilir. Böylece program daha az sayıda deneysel veriye ihtiyaç duyar

Tablo-1. Sonuçlar

	DENEYSEL		SİMÜLASYON	
	R-22	R-22	R-500	R-502
Tev	13.8	21.6	23.2	21.7
Tcd	49.9	48.5	46.4	48.5

Sistemin gerçek performansı 2.8 olarak gerçek -
leşmiştir. Kondenser ısı transfer yüzey alanının -
yeterli olmaması nedeniyle sistem aşırı soğutma -
yapmamaktadır. Aşırı soğutma ile birlikte daha -
iyi bir performans elde edilebilir. Öte yandan, Eva -
porasyon sıcaklığı 13.8 °C, jeotermal kaynak sı -
caklığı 35 °C iken evaporatör su giriş/çıkış sı -
caklıkları 28 /23.5 °C olarak gerçekleşmiştir. Bu -

T1	24.7	32.5	34.1	32.6
T2	98.3	76.1	64.8	69.3
Pcd	19.4	18.7	13.3	21.9
Pev	7.6	9.5	7.3	47.9
mr	0.0372	0.0608	0.0531	20.3
hv	0.83	0.98	0.98	10.7
COP	2.8	4.5	4.8	4.2

TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ / Ocak-Şubat 2015

KAYNAKLAR

1. Niess, R.C.,1979, Utilization of geothermal energy with an emphasis on heat pumps. G.R.C. Trans., 5, 73-80.
2. Niess, R.C.,1980, High temperature heat pumps can accelerate the use of geothermal energy. ASHRAE Trans., 7, 755-762
3. Bjelm, L. and Scharnell, L., 1983, Large Heat pump plants for district heating utilization geothermal energy, G.R.C. Trans., 7, 573-577
4. Bloomquist, R.G. and Schuster,J.E., 1994, Direct use of jeotermal in Washington State past, present, andfuture. GRC Trans., 18, 73-78
5. Dinse, D.R., 1998, Geothermal system for school. ASHRAE Journal, 4, 52-54
6. Yasuda, H., Touber, S. and Machielsen, C. H. M.,1982, Simulation model of a vapor compression refrigeration system. ASHRAE Trans., 5, 408-425
7. MacArthur, J. W., 1984, Transient heat pump behavior: a theoretical investigation. Int. J. Refrig., 7, 123-131.
8. MacArthur, J.W. and Grald, E.W., 1987, Prediction of cyclic heat pump performance with a fully distributed model and a comparison with experimental data. ASHRAE Trans., 2, 1159-1176.
9. MacArthur, J.W., 1984, Analytical representation of the transient energy interactions in vapor compression heat pumps. ASHRAE Trans., 90, 982-995
10. Chi, J. and Didion, D., 1982, A simulation model of the transient performance of a heat pump. Int. J. refrig, 5, 176-184.
11. Vargas, J.V.C. and Parise, J.A.R., 1995, Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. Int. J. Refrig., 18, 235-243.
12. Crawford, R. R. and Shirey, D.B., 1987, Dynamic modeling of a residential heap pump from actual system performance data. ASHRAE Trans., 5, 1179-1190.
13. Fischer, S.K. and Rice, C.K., 1983, The Oak Ridge heat pumps models: I. steady-state computer design model for air-to-air heat pumps. Oak-Ridge National Laboratory, Technical Report, U.S.A., ORNL/CON-80/R1, 1-180
14. Parise, J.A.R., 1989, Steady-state simulation of vapor-compression heat pumps with condenser heat losses. Proc. of 10th Energy Congress, Rio De Jeneiroi Brazil, 18-25.
15. Herbas, T.B., at all, 1993, Steady-state simulation of vapor-compression heat pumps. Int. J. Energy Research, 17, 801-816.
16. Parise, J.A.R., 1986, Simulation of vapor-compression heat pumps. Simulation, 46, 71-80.
17. Kayansayan, N., 1994, Heat transfer characterization of plate fin-tube heat exchangers. Int. J. Refrig.,17, 49-57.
18. Motta, S.Y. at all., 1995, Performance analysis of air-cooled condensing units. Proc. of the 19th Int. congress of refrig., 3, 395-402.
19. Zalewski, W., 1993, Mathematical model of heat and mass transfer process in evaporative condensers. Int. J. Refrig., 16, 23-30.
20. Costa, M.L.M. and Parise J.A.R., 1993, A three-zone simulation model for air-cooled condensers. Heat Recovery Systems & CHP, 13, 97-113.
21. O'Neill, P.J. and Crawford, R.R.,1989, Modeling and optimization of a finned tube evaporator ASHRAE Trans., 4, 1256-1262.
22. Scalabrin, G. and Bianco, G., 1994, Experimental thermodynamic analysis of a variable-speed open reciprocating refrigeration compressor. Int. J. Refrig. 17, 68-75.
23. Downing, R.C., 1974, Refrigerant equations. ASHRAE Trans., 80, 158-163.

