



Jeotermal kaynaklı ısı pompasının mevcut hidronik Isıtma sistemlerine entegrasi

Doğan DEMİRAL¹, Yusuf Erkan YENİCE², Mustafa Tolga BALTA¹

*1Aksaray Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, AKSARAY
2Aksaray Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, AKSARAY*

Anahtar Kelimeler

Jeotermal,
Isı Pompası
MahalIsıtma

ÖZET

Bu çalışmada Aksaray Üniversitesi yerleşkesi yakınlarında CO₂ üretimi için açılan kuyulardan çıkarılan sıcak (30°C) suyun ısıtma amaçlı kullanılabilirliği bağlamında, jeotermal kaynaklı ısı pompasının binalardaki mevcut radyatörlü ısıtma sistemine nasıl entegre edileceği üzerinde durulmuştur. Bu amaçla kompresör gücü 2,5 kW olan sudan-suya ısı pompası düzeneği kurulmuştur. Sistemde 30°C sıcaklıkta jeotermal kaynak kullanılarak radyatörlü ısıtma sistemi için 70°C sıcaklıkta su üretilmiştir. Soğutucu akışkan olarak R134a gazı kullanılmış, kaynak sıcaklığına bağlı olarak ısı pompasının etkinliği 2.15 ile 2.75 arasında değişmiştir. Sistemin diğer yakıtlarla karşılaştırılması yapılarak ekonomikliği gösterilmiştir.

Integratiom of geothermal heat pumps with existing hydronic heating systems

Keywords

Geothermal
heat pump
space heating

ABSTRACT

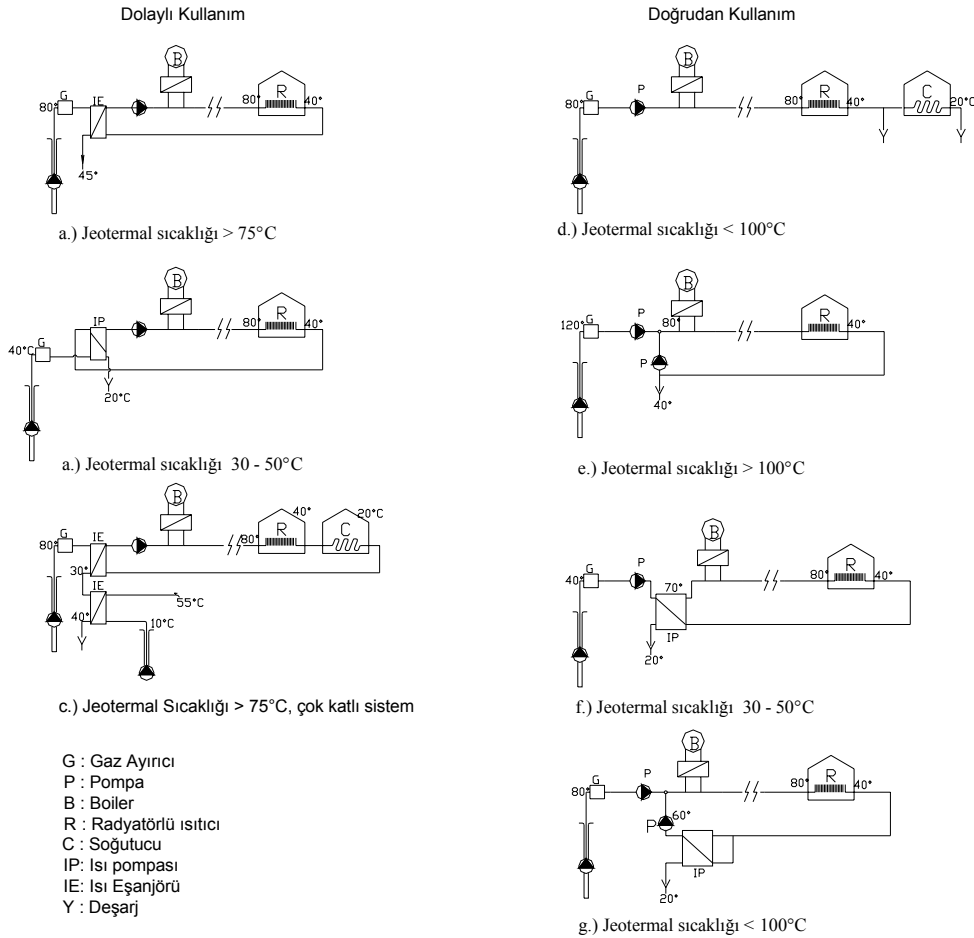
In this work, in the context of usability of warm (30°C) water drawn from the wells drilled for CO₂ production near Aksaray University campus, integration of geothermal heat pump with the existing hydronic heating system is considered. A water-water type heat pump system with 2,5 kW compressor power was installed for this purpose. The heat pump system produces hot water at 70°C for heating system using the geothermal resource at 30°C. The gas R134a was used as cooler fluid, and COP of the heat pump was measured between 2.15 and 2.75 depending on the source temperature. Economical viability of the system is shown by comparing with alternative systems.

* Sorumlu yazar (Corresponding author) e-posta: ddemiral@aksaray.edu.tr

1. GİRİŞ

Isı pompaları uzun zamandır hayatın içindedir. Evlerdeki buzdolabı, klima gibi cihazlar birer ısı pompası örneğidir. Isı pompası esasen düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından ısı çekip, yüksek sıcaklıktaki bir ısı kuyusuna veren sistemdir. Bu

anlamda bütün soğutma makineleri aslında birer ısı pompasıdır. Bununla birlikte, ısı pompası terimi uygulamada soğutma değil ısıtma amaçlı sistemler için kullanılır. Isı pompalarını (i) kullanılan ısı kaynağı ve kuyusuna, (ii) termodinamik çevrime, ve (iii) uygulama alanına göre sınıflandırmak mümkündür [1].



Şekil 1. Jeotermal suyun mahal ısıtmasında kullanım şekilleri [2]

Bina ısıtma amacıyla jeotermal kaynaklardan doğrudan veya dolaylı olarak faydalanılabilir (Şekil 1). Jeotermal kaynağın doğrudan kullanıldığı jeotermal tesislerde bir ısı değiştiricisi yardımıyla jeotermal suyun ısısı bina ısıtma tesisatı su devresine aktarılır. Bu tür uygulamalar için jeotermal su sıcaklığı 80°C civarında olmalıdır. Sıcaklığı 50°C'nin altındaki kaynaklar böyle bir uygulama için elverişli değildir. Bu kaynaklardan ancak ısı pompası

yardımıyla faydalanmak mümkündür. Bunun için bir su-su tipi ısı pompasının buharlaştırıcısına düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynaktan ısı soğurulup, yoğunlaştırucuda bina ısıtma tesisatı için sıcak su üretilir. Bu tip sistemler *jeotermal ısı pompası* olarak adlandırılır. Kunze ve Forsgren'in jeotermal kaynakları sıcaklığa göre sınıflandıran çalışmasında [3], 50°C'nin altındaki kaynakların jeotermal ısı pompası uygulamaları için, 50-80°C arası sıcaklıkların

doğrudan kullanım için, 130°C'nin üzerindeki sıcaklıkların ise elektrik üretimi için uygun olduğu belirtilir. Çalışmada 50°C'nin altındaki kaynakların jeotermal ısı pompası için tipik etkinlik katsayısının 3,5 ila 4.5 arasında olduğu ve en az %25 enerji tasarrufu sağlanacağı ortaya koyulmuştur.

1930'lu yıllarda gelişmeye başlayan ısı pompası teknolojisi hala gelişimini sürdürmektedir. 1930'lu yıllarda "ekonomik ütopya" olarak görülen ısı pompaları üzerine İsviçreli mühendisler tarafından 1939 ve 1945 yılları arasında önemli çalışmalar yapılmıştır. Zamanla ABD'de bir iklimlendirme cihazları endüstrisi oluşmuş ve 1960'lı yıllarda yüzbinlerce ısı pompası üretilmiştir [4]. Niess 915 m derinlik, 20 l/s debi ve 38°C sıcaklıktaki jeotermal kaynaktan ısı çekerek 74 °C sıcaklıkta ve 28 l/s debide sıcak temiz su elde edildiğini ve sistemin toplam ısı yükünün 644 kW olduğunu; bu kaynağın doğrudan ısıtma sisteminde kullanılması durumunda eşdeğer ısı yükü için 2347 m derinlikte kuyu gerektiğini ortaya koymuştur[5]. Bu iki durumun ekonomik analizini yapan Niess, yatırım maliyeti için ısı pompasının %65 daha ekonomik olduğu, işletme maliyeti içinse %88 tasarruf sağlandığı sonucuna varmıştır.

Kara [2] su-su tipi prototip bir jeotermal ısı pompası düzeneği hazırlamış, deneysel olarak sistemin performansını saptamış ve bir simülasyon programı geliştirerek deneysel sonuçlarla uyumunu sınamıştır. Deneysel düzeneği, kendisine bağlantısı yapılmış kapalı devre ısıtma tesisatı suyunu 30-35°C sıcaklıktaki jeotermal su kaynağından yararlanarak 45°C'ye kadar ısıtan, soğutucu akışkan olarak R-22 kullanılan bir ısı pompası içermektedir. Simülasyondan elde edilen 4.5 civarındaki COP (etkinlik) değerine karşılık, deneysel COP değeri 2.8'de kalmıştır. Buna göre R-22 ile sadece tabandan ısıtmanın mümkün olabileceği, R-500 veya R-134a kullanılması durumunda daha yüksek performans elde edileceği gibi, daha yüksek sıcaklıkta su üretilebileceği sonucuna varılmıştır. Küçükçalı [6] mevcut sıcak sulu ısıtma sisteminin alternatifi olan hava-su, su-su ve toprak-su tipi ısı pompalarının bugünün koşullarında kullanılabilirliğini ve ekonomikliğini araştırarak yeterli potansiyelin bulunduğu sonucuna varmıştır. Özellikle yeterli ve uygun kalitede yer altı suyu bulunması durumunda, su-su tipi ısı pompasının daha cazip olduğunu ileri sürmüştür. Büyükalaca ve arkadaşlarınca yapılan çalışmada [7], ısı pompası sisteminin birden fazla ısı kaynağı/kuyusu kullanabilecek şekilde tasarımının mümkün olduğu, ısıtma ve soğutma sezonunda hava yerine su kullanılmasının daha ekonomik olduğu ortaya koyulmuştur.

Ülkemizde üniversite düzeyinde deneysel olarak ilk defa gerçekleştirilen, Hepbaşlı ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmanın [8] amacı, güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin teorik ve deneysel olarak performans karakteristiklerini incelemektir. Sistem, derinliği 50 m olan 4 inç çapındaki U-tipindeki borusu olan bir toprak ısı değiştiricisi, bir güneş kolektörü, bir ısı pompası cihazı ve iki fan-coil cihazı olmak üzere, dört ana bileşenden oluşturulmuştur. Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı bu ısı pompası sistemi, ısıtma ve soğutma yükü tasarım koşullarında sırasıyla 3.8 ve 4.2 kW olan, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'ndeki 65 m²'lik bir dershaneye kurulmuştur. Sistemin işletmeye alındığı 17 Mayıs 2000'den itibaren ısıtma ve soğutma modunda performans testlerinin yapılmıştır. Isı pompasının ve tüm sistemin etki katsayısı değerlendirilmiş, sistemin performansının iyileştirilmesine yönelik önerilerde bulunulmuştur.

Mathen [9] çalışır durumdaki 10 adet jeotermal ısı pompasının yıllık performans seviyelerini tespit etmiş ve konvansiyonel ısıtma sistemleri ile karşılaştırma yaparak net enerji tasarrufunu belirlemiştir. Elde edilen sonuçlara göre, kuyu pompasının tükettiği enerji miktarının sistem performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğu (%10-15 etkilediği) ve bu yüzden pompa seçiminde dikkatli davranılması gerektiği belirtilmektedir. Ayrıca ısı pompası buharlaştırıcısının jeotermal sudan tecrit edilmesi gerektiği, aksi halde kirlenmeden dolayı ısı transferinin kötüleştiğini kaydedilmektedir. Mathen incelediği bütün sistemler için, ısıtma modunda ortalama yıllık ısıtma tesir katsayısının 2.07 ve soğutma modunda soğutma tesir katsayısının 1.3 olduğunu belirtmiştir.

Halozan [10], fosil yakıt (kömür veya fuel-oil) yakan bir kazan, sıcak su sirkülasyon pompası, dağıtım boruları ve radyatörlerden (veya radyatör yerine döşemeden ısıtma) oluşan bir sistem olarak tanımlanan hidronik sistemler için iki tür çalışma rejiminden bahsetmektedir. Birinci tür sistemlerde kazandan ayrılıp radyatörlere giden suyun sıcaklığı 90°C iken, ikinci tür sistemlerde bu sıcaklık 60-72°C civarındadır. Radyatör yüzey sıcaklığının yüksek olması enerji verimsizliğine ve ortam havasının kurummasına sebep olduğundan, Avrupa'da ikinci tür sistemler daha fazla tercih edilir olmuştur. Hatta son yıllarda tasarım sıcaklığının uygulamada radyatörlü sistemler için 50°C'ye, döşemeden ısıtmalı sistemler için 40°C'ye düşürüldüğü bilinmektedir. Halozan bu sıcaklıkların ısı pompası uygulaması için fevkalade uygun ve karşılanabilir olduğunu, jeotermal ısı pompasının kolayca sisteme entegre edilebileceğini, bunun için

sadece kazanın ısı pompası ile yer değiştirmesinin yeterli olacağını belirtmektedir. Halozan burada asıl sorunun, binanın ısı ihtiyacı ısı pompasının nominal ısıtma gücünün altına düştüğü zaman ısı pompasının on/off durumuna düşmesi olduğuna dikkat çekmektedir. Jeotermal ısı pompasının nominal tasarım kapasitesi ısıtma sezonunun en soğuk aylarında binanın ısı ihtiyacını karşılayacak şekilde seçilir. Daha sıcak zamanlarda binanın ısı ihtiyacında azalma olur ve bir ısıtma sezonu boyunca binanın ısı ihtiyacı jeotermal ısı pompasının nominal kapasitesi altına düşebilir. Öte yandan hidronik sistemlerde çalışma rejimi örneğin günde 10-14 saat sürekli çalışma şeklinde olduğundan, sistemin on/off rejimine girmesinin önlenmesi gerekir. Bu sorunun çözümü için Halozan, değişken hızlı kompresör kullanmak suretiyle sürekli kapasite kontrolü yöntemini önermektedir.

Jeotermal ısı pompasının bir binadaki mevcut radyatörlü ısıtma sistemine nasıl entegre edileceği, üzerinde durulması gereken önemli bir meseledir. Döşmeden ısıtma için tasarım sıcaklığının tipik değeri 45°C olduğundan, jeotermal kaynağın mevcut sisteme bağlanması daha kolay olmaktadır. Ülkemizde yaygın kullanılan radyatörlü ısıtma sisteminin tasarım sıcaklığı ise 90/70°C olarak alınmaktadır. Isı kayıpları azaltıldığı için Avrupa'da bu sıcaklığın 60-70°C civarında olması tercih edilmekte, hatta son yıllarda bu sıcaklığın tasarım aşamasında 55°C'ye düştüğü gözlenmektedir. Ülkemizdeki mevcut sistemlerde düşük sıcaklık kullanılması, ısı geçiş alanının, yani radyatör boyutlarının büyütülmesini gerektirir. Bu çalışmada mevcut radyatörlü sistemde fazla bir değişiklik yapılmadan jeotermal kaynaklı ısıtma dönüşümü hedeflenmektedir. Mevcut radyatörlü ısıtma

sistemlerinde yalnızca kazan yerine 70°C civarında sıcak su üreten bir ısı pompasının kullanılmasıyla jeotermal kaynaklı ısınma mümkün olabilecektir.

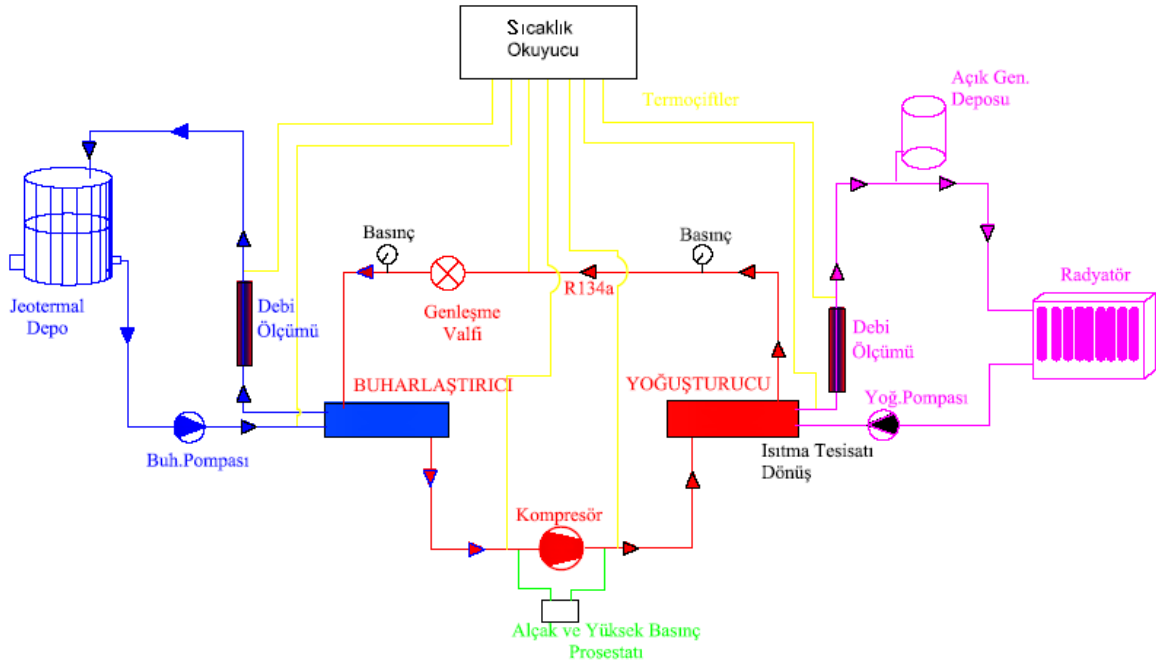
Son yıllarda ülkemizde de adını özellikle konut ısıtma amaçlı olarak sıkça duymaya başladığımız ısı pompası sistemlerinde dış hava, toprak, nehir suyu, göl suyu gibi bir ortam kış şartlarında düşük sıcaklık kaynağı olarak kullanılarak alınan ısı, ısıtılması hedeflenen hacme aktarılmakta; yaz şartlarında ise serinletilmesi hedeflenen hacimden alınan ısı bu sefer yüksek sıcaklık kuyusu olarak görev yapan dış hava, toprak, nehir suyu veya göl suyuna aktarılmaktadır. Sıcaklık kaynağı veya kuyu olarak kullanılacak ortamın seçilmesi ise iklim şartları, coğrafik yerleşim, ilk yatırım maliyeti gibi pek çok faktöre bağlı olmaktadır. Maden, Tetkik ve Arama Genel Müdürlüğü (MTA) tarafından hazırlanan Türkiye Jeotermal Kaynakları Envanteri isimli çalışmada [11], illere göre jeotermal rezervleri hakkında çok geniş ve ayrıntılı bilgiler verilmektedir. Burada mevcut jeotermal kaynakların genellikle düşük entalpili (30-50°C) olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada Aksaray Üniversitesi yerleşkesi yakınlarında CO₂ üretimi için açılan kuyulardan çıkarılan sıcak (30°C) suyun ısıtma amaçlı kullanılabilirliği bağlamında, jeotermal kaynaklı ısı pompasının binalardaki mevcut radyatörlü ısıtma sistemine nasıl entegre edileceği üzerinde durulmuştur. Bu amaçla kompresör gücü 2,5 kW olan sudan-suya ısı pompası düzeneği kurulmuştur. Deneysel sistemde 30°C sıcaklıkta jeotermal kaynak kullanılarak radyatörlü ısıtma sistemi için 70°C sıcaklıkta su üretilmesi, sistemin performansının ölçülmesi ve diğer alternatiflerle karşılaştırılarak ekonomikliğin gösterilmesi hedeflenmiştir.

2. DENEY DÜZENEGİ

Deneysel düzeneği esasen kendisine bağlantısı yapılmış kapalı devre ısıtma tesisatı suyunu 25-30°C sıcaklıktaki jeotermal akışkandan yararlanarak 70°C sıcaklığa kadar ısıtan bir ısı pompası sistemidir. Sistem gaz devresi ve su devresi olmak üzere iki ana devreden oluşmaktadır. Mekanik buhar sıkıştırıcı

çevrimine göre çalışan deney sisteminde iş gören akışkan olarak R134a kullanıldı. Gaz devresi kompresör, genişleme valfi, yoğurturucu, buharlaştırıcı ve alçak-yüksek basınç prosestatlarından oluşturuldu. Yoğurturucu, buharlaştırıcı ve jeotermal olmak üzere sistemde üç su devresi mevcuttur. Su devrelerine ait boru akış şeması Şekil 2’de verilmiştir. Her bir devrede su kapalı olarak dolaştırılır.



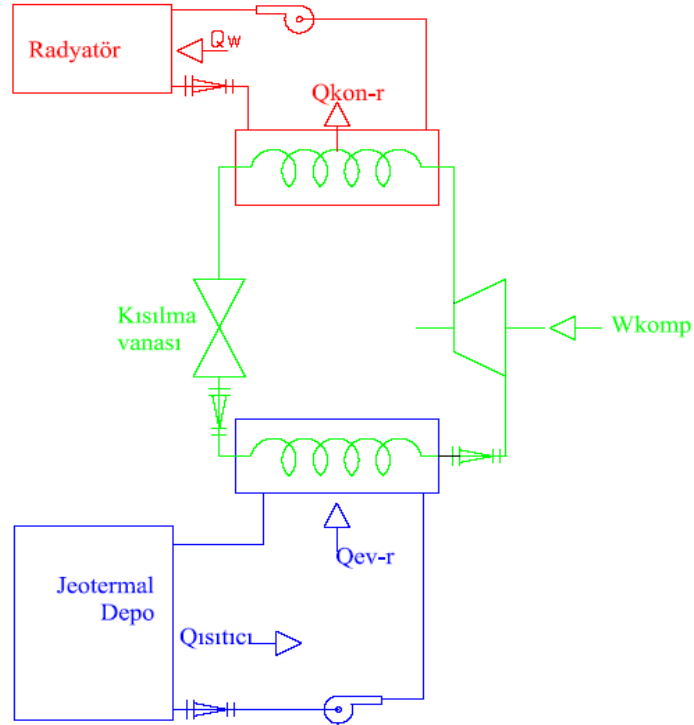
Şekil 2. jeotermal ısı pompası deney düzeneği şeması

Yoğurturucu su devresi; atmosfere açık genişleme deposu, sirkülasyon pompası, yoğurturucu, yoğurturucu su debisi ölçmek için bir rotametreden oluşturuldu. Yoğurturucu su devresi ısıtma tesisatına kapalı devre olarak bağlandı. Yoğurturucuda soğutucu akışkanın sahip olduğu ısı, ısıtma tesisatı suyu tarafından çekilerek, soğutucu akışkan yoğurturucuda çevrimine devam eder. ısıtma tesisatındaki ekipmanların basınç altında kalmaması için sistem atmosfere açık bir genişleme deposu ile emniyete alındı.

Buharlaştırıcı su devresi; buharlaştırıcı, sirkülasyon pompası, su debisi ölçümü için rotametre gibi

ekipmanlardan oluşturuldu. Jeotermal su devresi jeotermal kaynak sıcaklığını laboratuvar şartlarında elde etmek için bir su tankı kullanıldı. İçerisine elektrikli ısıtıcı yerleştirilerek ve sıcaklığını sabit tutmak içinde bir termostat yerleştirildi. Böylece tank sıcaklığı sabit tutulmaya çalışıldı. Öte yandan ısıtma tesisatını temsilen radyatörler kullanıldı. Laboratuvarın ısıtılması da bu şekilde sağlandı.

Yukarıda anlatılan devreler arası enerji aktarımı Şekil 3’de verilmiştir. Şekil 4’de ise deney düzeneğinin bir fotoğrafı görülmektedir.



Şekil 3. Deneysel sistemdeki devreler arası enerji akışı

KULLANILAN EKİPMANLARIN ÖZELLİKLERİ

Kompresör : Kompresör hermetik tipte imal edilmiş olup, R134a soğutucu akışkan ile çalışmaktadır. Elektrik motoru ve pistonlar kapalı bir zarf içindedir. Motor sargıları emme tarafındaki soğutucu akışkan R134a ile soğutulmaktadır. Mekanik & elektrik verim : 0,70 - 0,72. Volumetrik verim : 0,80. İzentropik verim : 0,80. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı çift borulu (konsantirik) tipte imal edilmiş ve tesisata paralel akışlı olarak monte edilmiştir. Bakır boru içinden R134a gazı ve dış kısımdan ise su geçmektedir.

Sirkülasyon pompaları : Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı su devrelerinde iki adet ıslak rotorlu, 3 devirli sirkülasyon pompası kullanıldı. Wilo ve Dab marka olan sirkülasyon pompaları sıcak su ortamında aşırı ısınma tehlikesi olmadan çok rahat çalışabilmekte, güç tüketimi az ve sessiz çalışmaktadır. Devir seçimi motor buatında bulunan anahtardan el ile ayarlanarak yapıldı.

R134a alçak ve yüksek basınç prosestatları : Deneysel düzeneğinde Dazhou marka alçak ve yüksek basınç prosestatı kullanıldı. Kompresörün emme ve deşarj basınçlarında anormal değişme olduğu zaman

kompresörü devreden çıkaran basınç prosestatı üst kısmında bulunan vidalar ile yüksek basınç 25 bara, alçak basınç donma tehlikesini önlemek amacı ile 2-3 bar'a ayarlandı.

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı devresi su debi kontrolü : Anlık akış ölçümü için borosilikat camlı debimetre kullanıldı, imalatçı firmadan alınan debimetremizin hassasiyeti $\pm 3\%$ 'tür ve ölçüm aralığı 0-1000 lt/h'dir.

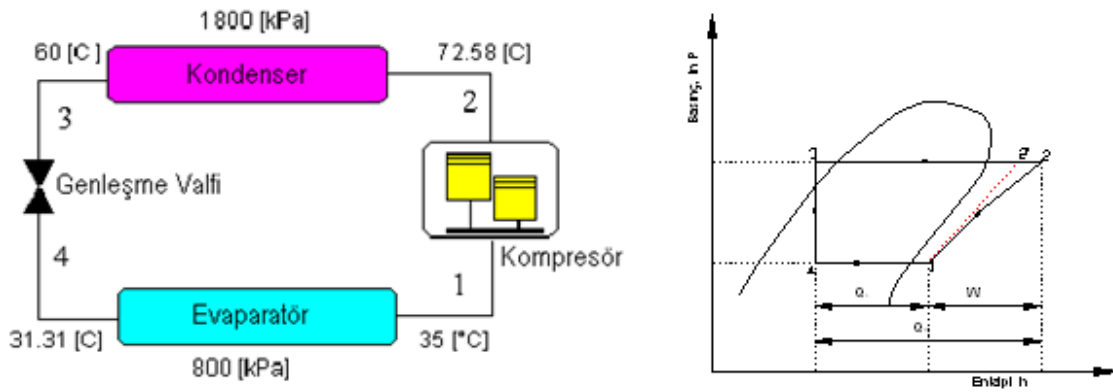
Sıcaklık kontrolü : Deneysel setinde 7 farklı noktanın sıcaklıklarını kontrol etmek için, K tipi termo çiftler kullanılıp 12 kanallı bir okuyucuya adapte edilerek sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Kontrolör ile, (i) yoğuşturucu giriş hattı ve ısıtma suyu dönüş sıcaklığı, (ii) yoğuşturucu çıkış hattı ve ısıtma suyu giriş sıcaklığı, (iii) kompresör çıkış hattı ve yoğuşturucu giriş hattı R134a sıcaklığı, (iv) kompresör emiş hattı ve buharlaştırıcı çıkış hattı R134a sıcaklığı, (v) flash tank ve yoğuşturucu çıkış hattı R134a sıcaklığı, (vi) buharlaştırıcı giriş hattı ve jeotermal akışkan giriş sıcaklığı, ve (vii) buharlaştırıcı çıkış ve jeotermal akışkan reenjeksiyon sıcaklığı ölçümleri yapıldı.



Şekil 4. Deney tesisatının görünüşü

ISI POMPASININ TERMODİNAMİK ÇEVİRİMİ

Tipik bir buhar sıkıştırımlı ısı pompası çevrimi Şekil 5'de gösterildiği gibidir.



Şekil 5. Buhar sıkıştırımlı çevrim ve lnP-h diyagramı

Deney düzeneğinin **Şekil 6**'da görülen P-h diyagramı, deneylerde elde edilen veriler kullanılarak Engineering Equation Solver (EES) programı yardımıyla elde edilmiştir [12]. İdeal çevrimde soğutucu akışkanın kompresöre doymuş buhar olarak girmesi planlanmasına rağmen soğutucu akışkanın halini hassas bir şekilde kontrol edilemeyeceği için, grafikte 1 noktasından da görüleceği gibi aşırı kızdırma yapılarak soğutucu akışkanın kompresöre tamamen kızgın buhar olarak girmesi tasarlanmıştır. İdeal bir çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir. İzantropik bir sıkıştırma işleminin ele alınması durumunda, kompresör yoğunlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanı 1 noktasından 2 noktasına sıkıştırma işlemini gerçekleştirmesi gerekecekti. Sistemdeki sürtünme ve ısı geçişi neticesi entropi artmış ve kompresör 2 noktasına değil de 2' noktasına sıkıştırma işlemini gerçekleştirmiştir. Sistemde buharlaştırıcı ile yoğunlaştırıcı basınç düşümleri de göz önüne alınmıştır.

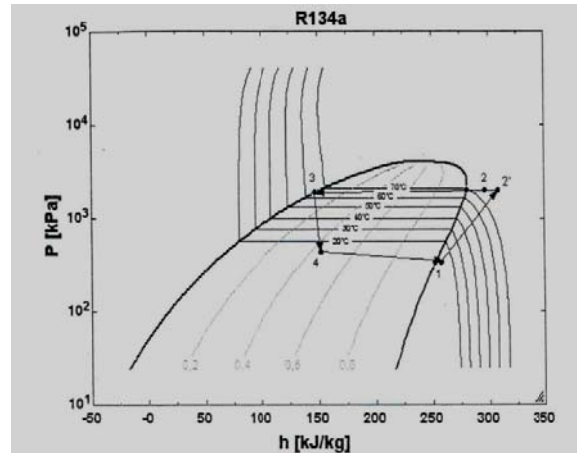
3. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Deneyler sonucunda sistemin kararlı rejime ulaştığı ve sistem parametrelerinin zamanla fazla değişmediği gözlemlenmiştir. Sistem 20 ila 25 dakika içinde kararlı rejime ulaşmıştır. **Şekil 7**'de ısıtma devresi su sıcaklıklarının zamana bağlı grafiği verilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi ısıtma devresi su sıcaklıkları kararlı bir şekildedir. Isıtma devresi su dönüş sıcaklığının sabit kalması son derece önemlidir. Deneyler esnasında yapılan gözlemlere dayanarak, bu sıcaklığın sistemin kararlılığı açısından çok önem taşıdığı ve kararlılık için bir kontrol parametresi olduğu söylenebilir.

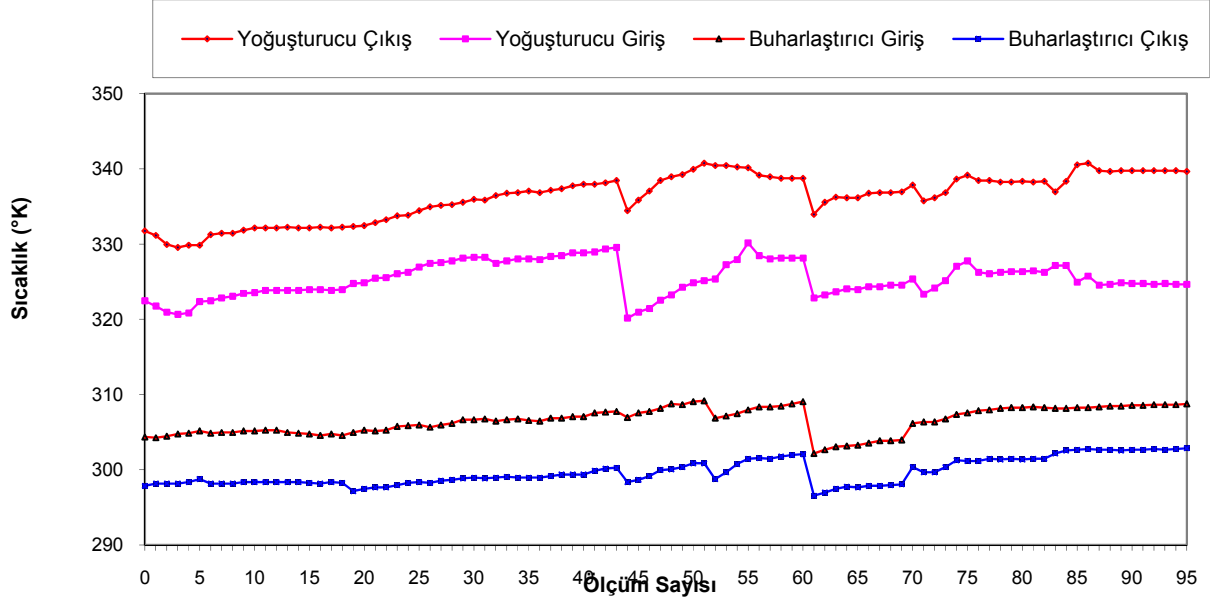
Şekil 7'de deney sırasında yapılan ölçümler sonucu su devreleri sıcaklıkları görülmektedir. Grafikten de görüldüğü üzere yoğunlaştırıcı çıkış sıcaklığı 70°C civarında olduğu, bunun ise hidronik ısıtma sistemlerine uygulamasını kolaylaştırmaktadır. Burada yapılması gereken mevcut ısıtma sistemindeki

kazan yerine ısı pompası sisteminin konmasıyla dönüşüm tamamlanır. Mevcut sistemde kazan dışında ilave herhangi bir değişikliğe gerek görülmez. Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığının kısıtlamaları; kompresör çalışma sıcaklığı ve soğutucu akışkanın termodinamik özellikleridir.

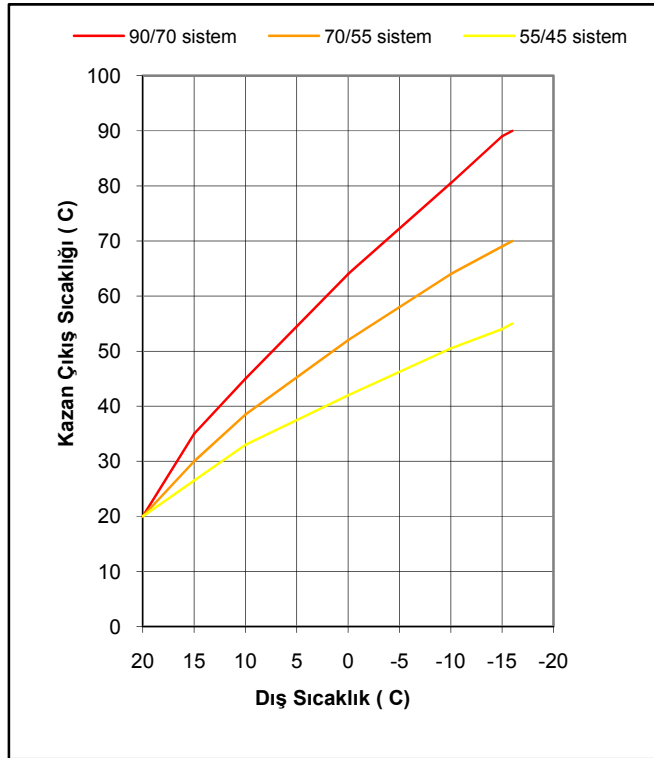
Sisteme yerleştirilen termostat mekân ısı ihtiyacına göre ısıtma sistemi gidış sıcaklığını sabitlemektedir. **Şekil 8**'de hidronik (radyatörlü) ısıtma sistemleri için dış sıcaklığa bağlı kazan çıkış sıcaklığı değerleri verilmiştir. Bu grafikten de görüldüğü gibi 70°C ısı pompası su devresi çıkış sıcaklığı 90/70'e göre tasarlanmış sistemde -4°C dış sıcaklıktaki, 70/55 e göre tasarlanmış sistemde ise -15°C dış sıcaklık şartlarında mekan ısı ihtiyacını karşılamaktadır. Diğer yandan yalıtımlı binada -15°C dış sıcaklık için gereken ısı pompası çıkış sıcaklığı 90°C'den 65°C'ye düşmektedir. Bu da yalıtımlı binalarda ısı pompası uygulamalarını daha cazip hale getirmektedir.



Şekil 6. Deney düzeneğinin EES programı ile elde edilen P-h diyagramı

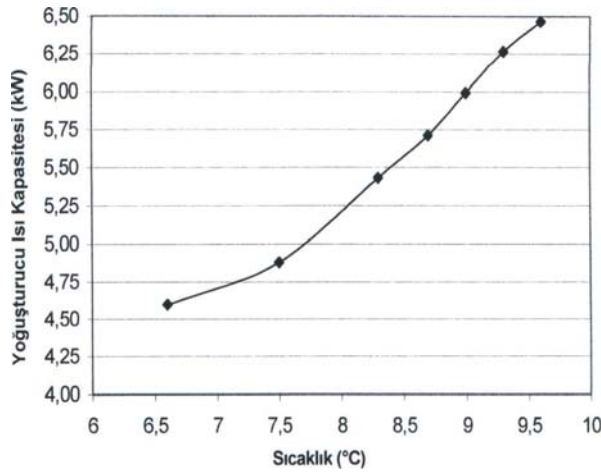


Şekil 7. Isı pompası su devreleri sıcaklıkları

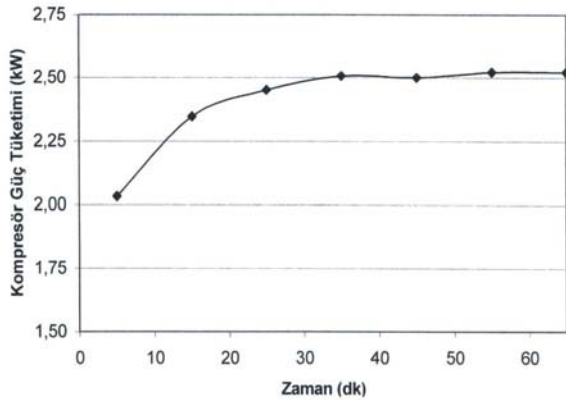


Şekil 8. Muhtelif projelendirme sıcaklıklarına göre, dış hava sıcaklığı-kazan suyu çıkış sıcaklığı

Yoğuşturucu su devresi ısı yükünün, ısıtma tesisatı gidiş ve dönüş suyu sıcaklıkları farkına göre değişimi Şekil 9'da verilmiştir. Bu grafikte de görüleceği üzere ısıtma tesisatı dönüş suyu sıcaklığındaki değişim, doğrudan yoğuşturucu ısı yükünü etkilemekte ve soğutucu akışkandan çekilen ısı değişkenlik göstermektedir. Yoğuşturucu gaz devresinin yeterince soğutulmaması durumunda basınç aşırı yükselip, yüksek basınç emniyet durumunu aşarak sistemin on/off durumuna geçmesine neden olacaktır.



Şekil 9. Yoğuşturucu su devresi ısı yükünün, ısıtma tesisatı gidiş ve dönüş suyu sıcaklıkları farkına göre değişimi



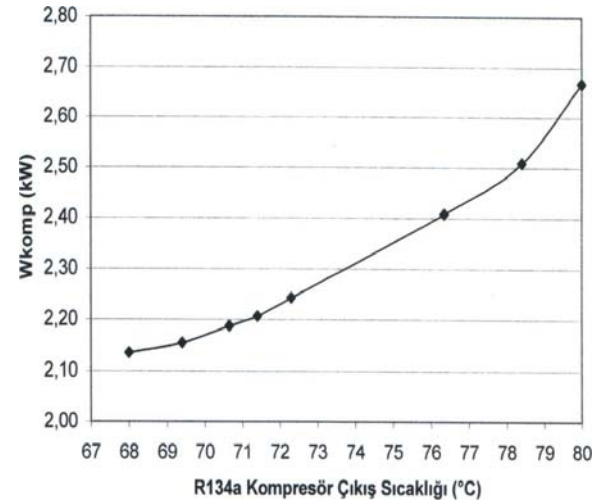
Şekil 10. Kompresör tarafından tüketilen enerjinin zamana göre değişimi

Şekil 10'da kompresörün tükettiği gücün zamana bağlı değişimi verilmiştir. Sistem kararlı rejime ulaşıncaya kadar kompresörün güç tüketiminde bir artış

gözlemlendikten sonra, kararlı rejimde tüketilen gücün belirli bir değerde sabit kaldığı görülmektedir.

Isıtma devresi dönüş suyu sıcaklığındaki bir yükselme, yoğuşturucu gaz devresinin sıcaklığında bir artışa neden olacaktır. Yoğuşturucu gaz devresinde basınç ve sıcaklığın yükselmesi kompresör basıncının ve sıcaklığının yükselmesi anlamına gelir ki, bu da kompresörün tükettiği gücün artması dolayısı ile COP değerinin azalmasına neden olur.

Yapılan deneyler neticesinde sistemin 25 dakikada kararlı rejime ulaştığı gözlenmiştir. Mevcut sistemin etkinliği deneysel olarak 2.7 bulunmuştur. Buna göre sistemimiz 1 birim elektrik enerjisi tüketirken 2.7 birim ısı enerjisi vermektedir.



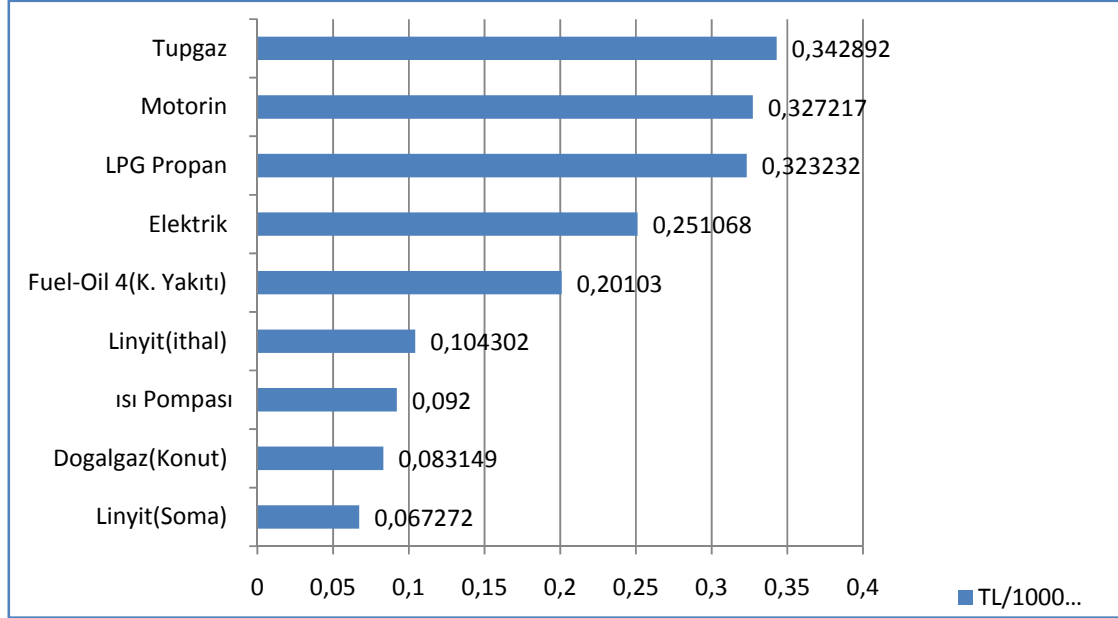
Şekil 11. Soğutucu akışkanın sıcaklığının kompresör güç tüketimine etkisi

Tank içindeki su (jeotermal su) sıcaklığı yaklaşık olarak 30°C'de bir termostat yardımı ile sabit tutulmuştur. Çünkü Aksaray yerleşke alanında bulunabilecek su sıcaklığının bu sıcaklığa yakın bir değerde olması muhtemeldir. Jeotermal su debisi ve sıcaklığı sabit tutulmaya çalışılmasının nedeni ise, herhangi bir değişimde buharlaştırıcı basıncı, dolayısı ile yoğuşturucu basıncı ve sonuçta da ısıtma su devresi sıcaklıkları değişim göstermektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı sistemin ilk giriş değeridir. Giriş değerlerinde değişim olduğu zaman sistemin çıkış değerleri anında etkilenmektedir.

Şekil 12'de çeşitli yakıt sistemlerinin verimleri de dikkate alınarak enerji maliyetleri çıkarılmıştır. Isı pompası ile ısıtmanın maliyeti Soma linyiti ve doğal gaz ile yaklaşık aynı görünmesine rağmen, yakıt

hazırlama ve işletme maliyetleri de düşünülürse ısı pompasının ekonomik olacağı ortadadır. Bu hesaplamalar yalnızca yakıt gideri dikkate alınarak

yapılmıştır. Tasarımı yapılan sistemde, dahili sıcak su hazırlama modu ile sistemin ekonomikliği artırılmıştır.



Şekil 12.Çeşitli sistemlerin enerji maliyetleri [13]

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Isı pompalarının birincil enerji kaynaklarının kullanımında tasarruf sağlayacağı belirgin olmasına rağmen, bu sistemlerin kullanıcıya cazip hale gelmesi, ısı enerjisinin eldesinde maliyetinin düşük olmasını gerektirmektedir. Bu da ilk yatırım maliyetinin mümkün mertebe düşük, sistem etkinliğinin mümkün mertebe yüksek olmasını gerektirir. Jeotermal enerji kaynağından yararlanabilen ısı pompası sistemleri, birincil enerjiye dayalı daha yüksek verim elde edilebilmesi ve enerji depolanabilmek imkanı nedeni ile cazip olmaktadır. Bu çalışmada Aksaray Üniversitesi yerleşkesi yakınlarında CO₂ üretimi için açılan kuyulardan çıkarılan sıcak (30°C) suyun ısıtma amaçlı kullanılabilirliği bağlamında, jeotermal kaynaklı ısı pompasının binalardaki mevcut radyatörlü ısıtma sistemine nasıl entegre edileceği üzerinde durulmuştur. Bu amaçla kompresör gücü 2,5 kW olan deneysel bir sudan-suya ısı pompası düzeneği kurulmuş, 30°C sıcaklıkta jeotermal kaynak kullanılarak radyatörlü ısıtma sistemi için 70°C sıcaklıkta su üretilmiş ve düzeneğin performansı gözlenmiştir. Tasarımda ideal çevrime yaklaşmak için buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıda ortalama gaz ve su

sıcaklıkları arasındaki fark mümkün olduğunca düşük tutulmaya çalışılmıştır.

Dış ortam sıcaklığının düşük değerlerinde ısıtma sistemi gidiş ve dönüş sıcaklıklarının düşmesi beklendiğinden, ısı pompası çevriminin etkinliği de artacaktır. Düşük sıcaklıkta ısıtmanın bina ısı kaybı ve ısı pompası performansını olumlu yönde etkilemesine karşın mevcut sistemde ısı transfer alanının artırılmasını gerektirir. Bu ise mevcut yapıda tadilat gerektirir. Bu çalışmada mevcut radyatörlü sistemlerin fazla bir tadilat yapılmadan ısı pompası sistemine dönüşümünü sağlamak amaçlanmıştır. Elde edilen bulgular özetlenecek olursa: R134a ile çalışan ısı pompasının gerçek etkinliği 2.7 bulunmuştur. Isı pompasından elde edilen ısıtma devresi gidiş suyu sıcaklığı 70°C'dir. Isı pompasından elde edilen ısıtma devresi su sıcaklığı mevcut hidronik sistemlere entegrasyon için uygundur. Sistemin diğer yakıtlarla karşılaştırılması yapılarak ekonomikliği gösterilmiştir. Sistemde ayrıca 2 lt/dk debide 50°C'de kullanım suyu elde edilerek ekonomikliği artırılmıştır.

Öneriler: Kurulacak jeotermal ısı pompalı sistemlere ekipman seçilirken kapasitelerin uygunluğuna dikkat

edilmelidir. Jeotermal su aşındırıcı olduğu için ısı pompasının buharlaştırıcısına doğrudan bağlanmamalıdır; aksi halde buharlaştırıcıdaki bakır borular aşınır. Bu maksatla levhalı tip ısı değiştiricisi kullanılarak sistem jeotermal sudan izole edilmelidir. Jeotermal sahalarda arama faaliyetleri altyapı niteliğinde olduğu için, sahaların potansiyelinin belirlenmesi ve yeni sahaların keşfine olanak sağlamak üzere ilgili araştırmacı kuruluşlara genel bütçeden kaynak aktarılmalı, jeotermal enerji yatırımlarının uygun kredilerden yararlanması sağlanmalıdır. Araştırma ve kullanımla ilgili yasal düzenlemeler gerçekleştirilmelidir.

EK: MEKAN ISI YÜKÜ

15 yıldan fazla süre içinde yapılan gözlemler, ultrasonik debi ölçerli kalorimetreler ile yapılan ölçümler ve deneyimler sonucunda, mevcut kullanılan hesap yöntemleriyle belirlenen ısı yüklerinin gerçekleşen ısı yüklerinden ortalama üç kat fazla olduğu belirlenmiştir [14]. Bu durumun sebebi şunlardır: (1) Hesaplamlarda kullanılan dış hava tasarım değerleri olumlu yönde artış göstermektedir. Yalnızca bu durum %20 fazla ısı yükü hesaplanmasına ve ilk yatırımın yüksek tutulmasına sebep olmaktadır. (2) Kullanılan hesaplama yöntemleri durgun (statik) şartları dikkate almaktadır; oysa ısı kaybı ve kazancı dinamik bir olaydır. Isı yükü hesabındaki en büyük fark dinamik etkenlerin dikkate alınmamasından kaynaklanmaktadır.

Merkezi sistem ile mahal ısıtmasında amaç, binadaki odaları tek tek ısıtmak değil, yapının tümünden (dış cephesinden) kaybolan ısıyı binaya vermektir. Bu durumda güneş, insan, cihaz, ve armatürlerden oluşan ısı kazancı binaya verilecek enerjiyi azaltmaktadır.

Bina ısı kaybı modeli

Isı kaybı dış hava sıcaklığı ve iç mahal sıcaklığına bağlı bir fonksiyondur. Isı, ısı transfer yolu ile bina yüzeylerinden ısıtılan mahal ile bina çevresi arasında gerçekleşir. Isı kaybında dış hava sıcaklığının önemi büyüktür. Dış havayı birincil derecede etkileyen dış hava sıcaklığı ele alınarak oluşturulan ısı kaybı modelimiz [15];

$$Q_{kayıp} = U_{bina} \cdot A_{bina} \cdot (T_i - T_0) \quad (1)$$

Tasarım aşamasında sistemin azami yükü göz önüne alınarak bir referans veya tasarım şartı seçilmiştir. Tasarım şartı alt indis "o" ile gösterilmiştir. Ekonomik tasarım azami yükten daha düşüktür. Tasarım şartlarının uygun seçilmesi ile en soğuk şartlarda da sorunsuz ısınma devam eder.

Derece-gün ve derece-saat yöntemi

Aylık veya yıllık enerji tüketimini hesaplamak için çeşitli yöntemler vardır. Bunlara örnek olarak en basit derece-gün ve derece-saat yöntemleridir. Derece-gün metodu, iç sıcaklık sabit kabul edildiğinde yıllık enerji yükü ihtiyacını belirler. Derece-saat ve derece-gün yöntemi baz bir sıcaklık ele alınarak hesaplanır. Derece-saat yöntemi konut ısıtmasında yakıt tüketimini tahmin etmek için kullanılan uygun yöntemlerden biridir. Derece-gün ve derece-saat yönteminde kullanılan mahal iç sıcaklık değeri Avrupa için 18°C ve Birleşik Devletler için 18,3°C kabul edilmiştir [16].

Isıtma sistemlerinde enerji tüketimi basitçe;

$$Q_h = \frac{U_{bina} \cdot A_{bina}}{\eta_h} \cdot [T_i - T_0(t)]^+ \quad (2)$$

formülü ile tanımlanabilir. Parantez dışında bulunan artı işareti formülün pozitif değerler için kullanılacağını tanımlar. Yıllık enerji tüketimi, anlık tüketimin ısıtma sezonunda zamana göre entegre edilmesi ile bulunur. Eğer $U.A/\eta_h$ terimi sabit kabul edilirse, yıllık ısı tüketimi şu şekilde basite indirgenebilir

$$Q_y = \frac{U_{bina} \cdot A_{bina}}{\eta_h} \cdot \int [T_i - T_0(t)] dt \quad (3)$$

Uygulamada bu entegralde kısa zaman aralıkları (saatlik veya günlük) ortalamaları ile yapılan hesaplama derece-saat veya derece-gün yöntemi adı verilir [15]. Isıtma sıcaklık farkı,

$$T_{h1} = (T_{mahal} - T_0) \quad (4)$$

şeklinde tanımlanırsa, yıllık ısıtma derece-gün değeri

$DG_y = \sum_{i=1}^{n_{hy}} T_{hi}$ (5) olur. T_{mahal} iç ısı üretimi (güneş, aydınlatma vs.), transmasyon ve enflitasyon kayıplarını göz önüne alan bir sıcaklık değeridir. Isıtma için yıllık derece-saat yöntemi tanımlarsak;

$$DS_y = \sum_{i=1}^{n_{hd}} T_{hi} \quad (6)$$

Yıllık ısı ihtiyacı, derece-gün ve derece-saat yöntemleri yardımı ile aşağıdaki eşitlikle elde edilir.

$$Q_y = \frac{24 \cdot Q_0 \cdot DG_y}{T_{mahal} - T_{DIN}} \quad (7)$$

$$Q_y = \frac{Q_0 \cdot DS_y}{T_{mahal} - T_{DIN}} \quad (8)$$

KAYNAKLAR

1. Ülkü S., Isı Pompaları, III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı, 573-584, 1997.
2. Kara Y., A., Düşük sıcaklıktaki Jeotermal Kaynakların Isı Pompası Yardımıyla Bina ısıtmada Kullanımı, Doktora tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 1999.
3. Kunze J. F., Forsgren K. F., The Economics of Heat Pumps as a Device to Assit in Geothermal District Space Heating, G.R.C, Trans., 2, 1978.
4. Rafferty K. D., Design Issues in The Commercial Application of Gshp Systems in The US, GHIC Bulletin, 04/00, 2000.
5. Niess R. C., Utilization of Geothermal Energy with an Emphasis on Heat Pumps, G.R.C. Trans., 5, 73-10, 1979.
6. Küçükçalı, R., Isı pompalarının ısıtmada kullanımının olabilirliği, Termodinamik, 119, 52-61, 2002.
7. Rüyükalaca, O., Ekinci, F., Yılmaz, T., Experimental Investigation of Seyhan River and Dam Lake as Heat Source-Sink for a Heat Pump, Energy, 28, 157-169, 2003.
8. Hepbaşlı A., Hancıoğlu E., Günerhan H., Güngör A., Özbalta N., Toprak ve Güneş Kaynaklı Isı Pompalı Hibrit Bir Sistemle Hacim Isıtılması / Soğutulmasının Araştırılması, E.Ü. Bilimsel Araştırma Projeleri 11/02, 2002.
9. Mathen D. V., Performance monitoring of selected ground water heat pump installatiNorth Dakota, ASHRAE Trans., 6, 290 -303, 1984.
10. Halozan H., Inverter-driven heat pumps for hydronic systems, G.R.C. Trans., 6, 1269-1282, 1988.
11. Türkiye Jeotermal Kaynakları Envanteri, MTA Genel Müdürlüğü, Seri No.201, 2005.
12. Hepbaşlı A., Akdemir O., Energy and Exergy Analysis of a Ground Source (Geothermal) Heat Pump System, Energy Conversion and Management, 45, 737-753, 2004.
13. <http://www.igdas.com.tr/Dynamic/YakitFiyatKarsilastirmasi.igd>
14. Mertoğlu O., Dokuz İ., Canlan A., Bakır N., Alternatif Enerji Kaynakları ve Düşük Sıcaklıklı Jeotermal Bölgesel Isıtma, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı, 915-930, 1999.
15. Yıldırım N., District Heating System of Iztech Campus and its Integration to The Existing System, Yüksek Lisans Tezi, İYTE, 2003.
16. Rafferty K.D., Large tonnage groundwater heat pumps-experiences with two systems, ASHRAE Trans., 9, 581-592, 1992.