



**bu bir MMO
yayıdır**

MMO, bu makaledeki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan ve basım hatalarından sorumlu değildir.

Jeotermal Enerji Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi - Bir Uygulama

**Abdullah KEÇECİLER
H. İbrahim ACAR
Ayla CANBEK**

Cumhuriyet Üni.
Makina Müh. Böl.

JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ - BİR UYGULAMA

Abdullah KEÇECİLER
H. İbrahim ACAR
Ayla CANBEK

ÖZET

Bu çalışmada, Sıcak Çermik havzasının özelliği dikkate alınarak, sosyal tesis ve otellerde iklimlendirme ve soğuk depolara olan ihtiyacı karşılamak amacıyla, alışılmış mekanik soğutma sistemlerine alternatif bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Bu amaçla mevcut jeotermal enerji kullanılması düşünülerek, LiBr-H₂O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma çevrimin termodinamik analizi yapılmıştır. Sistem etkinliğinin çeşitli parametrelere bağlı değişimi grafiksel olarak verilmiş ve sonuçlar irdelenmiştir.

GİRİŞ

Soğutma için ısı enerjisinin kullanıldığı absorbsiyonlu soğutma sistemleri 1850 li yıllarda bulunmasına rağmen önemsenmemiş fakat günümüzde tekrar önem kazanmaya başlamıştır. Absorbsiyonlu soğutma çevriminde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan biri, sistemin her yerinde dolaşan soğutucu akışkandır. Bu akışkan evaporatörde buharlaşarak soğutma yükünün ortamdan çekilmesini sağlar. Diğer akışkan soğurucu akışkan olup, çevrimin belirli bir kısmında soğutucu akışkanı taşır. Sistemin şematik görünüşü şekil 1. de verilmiştir.

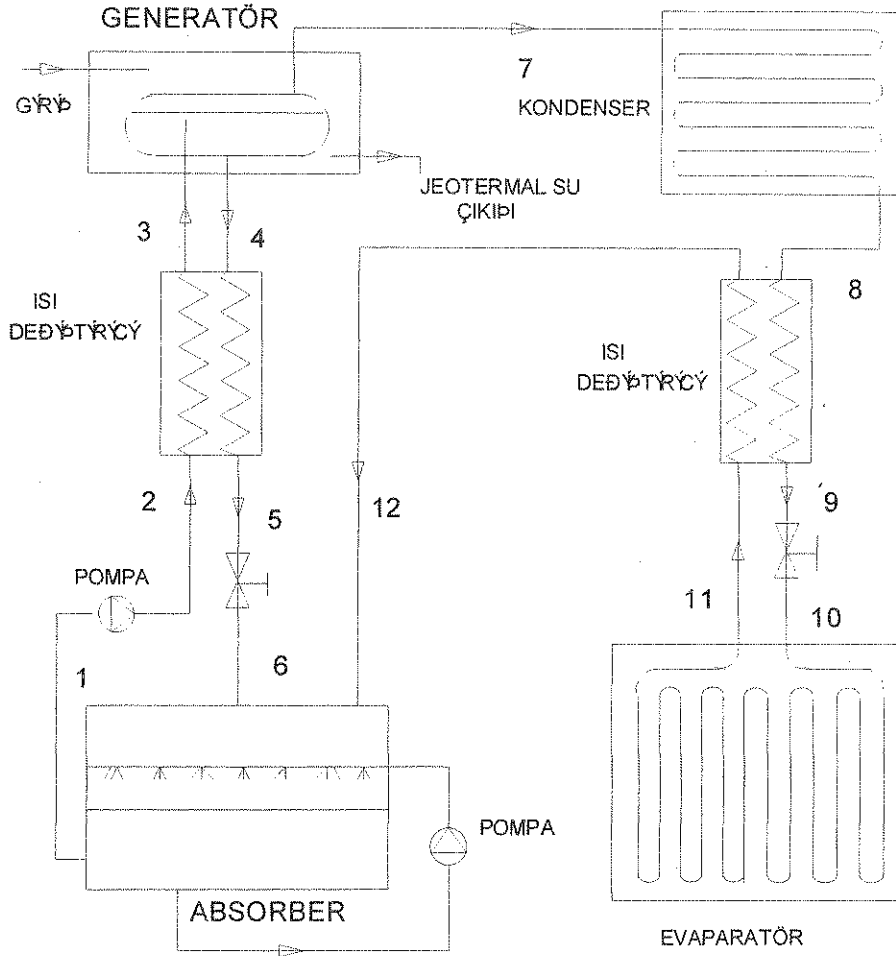
Soğutma sistemleri için alternatif enerji kullanımı artık gerekli ve şarttır. Ucuz enerji dönemi şartlarında tasarlanmış, soğutma sistemleri ve tesislerinin günümüzün pahalı enerji dönemi koşullarına uyarlanması, kapsamlı ve çok yönlü çalışmaları gerektirmektedir. Bu çalışmalar arasında absorbsiyonlu çevrimler geniş bir uygulama alanı ile cazip bir seçenek haline gelmiştir.

Absorbsiyon yöntemi ile çalışan soğutma çevrimlerinde birincil enerji olarak buhar veya sıcak su kullanılmaktadır. Bu sistemler özellikle ısı kaynağının bol ve ucuz olduğu yerlerde verimli ve ekonomik olmaktadır. Dolayısıyla jeotermal enerjinin soğutma amacıyla kullanılması da büyük önem arz etmektedir.

Geliştirilmiş iki ayrı tip absorbsiyonlu soğutma sistemi olup, bunlar Lityum Bromür - Su ve Amonyak - Su ikili karışımlarıyla çalışmaktadır. Soğutucunun su olması durumunda soğurucu madde LiBr, soğutucunun Amonyak olduğu durumda ise soğurucu madde sudur. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin avantajı 50 -80 °C sıcaklıktaki ısı kaynağı yardımıyla çalışmasıdır. Bu enerji ise, güneş , Jeotermal ve endüstriyel atık buhar kaynaklarından sağlanabilir. Dezavantajları ise, küçük boyutlarda imal edilememesi ve bu sistemin verimli çalışabilmesi için, 60- 80 dakikalık ön çalışmaya ihtiyaç duyulmasıdır.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri, hemen hemen buhar sıkıştırma çevrimlerine benzerler. Buhar sıkıştırma sistemlerinde; evaporatör, kondenser, kompresör ve genişleme valfi vardır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ise kompresörün yerini; absorber, jeneratör, eriyik pompası ve genişleme valfi almıştır. Buhar sıkıştırma çevrimdeki mekanik işlemin yerini, absorpsiyonlu soğutma sisteminde fizikokimyasal işlemler alır. Sistemin yapısı diğer soğutma sistemlerine göre daha karmaşık ve soğutma tesir katsayısı küçüktür. Ancak atık enerjilerin değerlendirilmesi söz konusu olduğu zaman en uygun sistemdir. Diğer sistemlerde sıkıştırma işlemi bir kompresörle yapılmasına rağmen, absorpsiyonlu sistemlerde bu işlem su molekülleri ile NH_3 veya $LiBr$ molekülleri arasındaki çekme kuvvetleri ile yapılmaktadır. Bu sistemde soğutucu akışkan su, soğurucu akışkan ise Lityum Bromürdür. Jeneratör için gereken ısı, jeotermal enerjiden sağlanır. $60 - 80^\circ C$ sıcaklıklar bu sistemler için yeterlidir. Yüksek sıcaklıklarda $LiBr$ kütle konsantrasyonu sınırlıdır. Çalışma sıcaklığı arttıkça % 68 $LiBr$ oranından sonra kristalleşme başlamaktadır. Lityum Bromür- Su soğutma sisteminin çalışma koşullarının tayini için üç sıcaklık seçilmesi gereklidir. Bunlar Evaporatör, Yoğuşturucu ve Jeneratör sıcaklığıdır. Evaporatör sıcaklığı suyun donma sıcaklığı ile sınırlıdır. Ayrıca buharlaşma sıcaklığının düşmesi basıncında düşmesini sağladığından, $LiBr$ nin kristalleşme riskini artırır.

Aynı durum jeneratör içinde söz konusudur. Yüksek sıcaklıklarda konsantrasyona bağlı olarak, $LiBr$ nin kristalleşme eğilimi artar. Yoğuşturucu sıcaklığı jeneratördeki soğutucu akışkanın kısmi buhar basıncı ile belirlenir ve absorberden gelen soğutma suyu ile kontrol edilir.

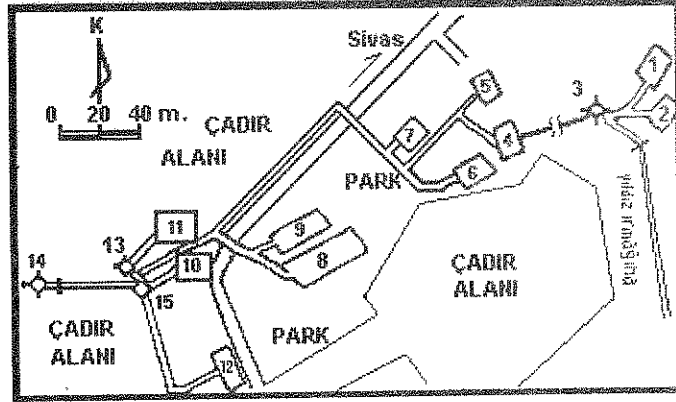


Şekil 1. Absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik diyagramı

Jeotermal Enerji

Türkiye jeotermal kaynak zenginliğinde dünyanın 7. ülkesi konumundadır [1]. Sıcaklığı 40°C'yi geçen 140 adet jeotermal alan mevcuttur. Bunlardan biride Sivas Sıcakçermik jeotermal alanıdır.

Sıcak çermik jeotermal alanında 50-55°C sıcaklığında 550 lt/sn debi civarında jeotermal akışkan mevcuttur. Bu debi fiili olarak elde edilen debidir. Şekil 2'de Sıcakçermik alanındaki mevcut sıcak su kaynakları ve su dağıtım şebekesi gösterilmiştir.



Şekil 2. Sıcakçermik alanındaki mevcut sıcak su kaynakları (sondaj kuyuları) ve su dağıtım şebekesi

Şekle göre 1 ve 2 MTA kampı, 3 MTA sondaj kuyusu, 4 ve 5 açık havuzlar, 6 kapalı büyük havuz, 8 A ve B banyoları, 9 C banyosu ve umumi tuvalet, 10 D ve E banyoları, 11 yeni otel, 12 F ve G banyoları, 13 sondaj kuyusu, 14 sondaj kuyusu, 15 debi ölçüm noktası.

Bugüne kadar sıcak çermik sahasında üç adet sondaj yapılmıştır. 1976 yılında MTA tarafından Sıcakçermik-1 sondajı yapılmış 240.70m derinliğe inilmiş ve 158-209m derinliklerde 46.5°C sıcaklık, 45 lt/sn debili sıcak akışkan elde edilmiştir. 1986 yılında DSI tarafından yeni bir sondaj kuyusu (DSI-I) açılmış 172m derinlikte 60°C sıcaklıkta sıcak akışkan bulunmuştur. 1987 yılında yine DSI tarafından yapılan sondajda (DSI-II) 184m derinliğe inilmiştir. 178m derinlikte ilk sıcak su çıkışı ile karşılaşılması 184m'de blow-out'a geçilmiştir. Uzun süre kontrol altına alınmayan kuyu daha sonra 130- 150m'ye kadar teçhiz edilmiş buradan 60°C sıcaklık ve 417 lt/sn debili sıcak akışkan elde edilmiştir.

Jeotermal Suyun Kimyasal Özellikleri

Sıcakçermik sahasındaki termal suların kimyasal özelliklerini incelemek amacıyla 1949 yılından günümüze kadar bazı araştırmacılar tarafından [2],[3] ölçüm ve analizler yapılmıştır. Su sıcaklığı eski kaynaklarda 42-45°C arasında değişmektedir. 1976-1987 yılları arasında açılan sondaj kuyularında ise sıcaklık 46-49°C arasında ölçülmüştür. Sıcakçermik sularında pH 6.50-7.52, elektriksel iletkenlik (EC) 2000-3250 $\mu\text{S}/\text{cm}$., toplam sertlik 62.5-94.5FS° arasında ölçülmüştür. Yapılan ölçümlerde pH değerleri 7.32-7.52 arasındadır[3]. pH değerlerine göre inceleme alanındaki sıcak sular asidik karakterdedir. Sıcakçermik suları 1gr/l'den fazla çözünmüş madde içermekte olup Uluslararası Tıbbi Hidroloji Derneği sınıflamasına göre A grubu sulardan bikarbonatlı sular sınıfında yer alırlar [4]. Söz konusu sular radyoaktivite açısından zayıf radyoaktiviteye sahip sulardır.

1992 ve 1994 yıllarında halen kullanılmakta olan sondaj kuyularının sularında yapılan analizlere göre, sularda hakim olarak bulunan iyonlar Mg, Ca, Na ve HCO_3 olup, bu sular magnezyum-kalsiyum-sodyum bikarbonatlı (karışık tip) tipte sulardır. Sıcakçermik suları, Ca, Mg, HCO_3 iyonları ve CO_2 gazı yönünden zengin sulardır. CO_2 gazı karbonatların suda çözünürlüğünde önemli rol oynar. CO_2 'nin çözünürlüğü pH, sıcaklık basınç gibi faktörler tarafından kontrol edilir. Yeraltı sularında CO_2 çözünmesi basınçla doğru, sıcaklıkla ters orantılıdır [5] Sıcaksuyun yeryüzüne çıkması ve basıncını kaybetmesi

sonucu CO_2 sudan ayrılmaktadır. CO_2 'nin sudan ayrılması sonucu suda bulunan Ca ve HCO_3 iyonları $CaCO_3$ halinde çökmekte ve sıcaksu çıkış bölgelerinde travertenler oluşturmaktadır. Travertenler Sıcakçermik civarında geniş alanlar kaplamakta ve oluşumu bugünde devam etmektedir. Sıcaksuların yeryüzüne çıkışından sonra $CaCO_3$ çökelişi ve traverten oluşumu Sıcakçermik'teki su dağıtım kanallarında ve sondaj kuyularının teçhiz borularında gözlenebilmektedir.

SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALIZI

Absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanları şekil .1 de görülmektedir. Temel çalışma sıcaklıkları ise kondenser sıcaklığı, generatör sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı ve absorber sıcaklıklarıdır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ideal carnot çevrimine göre çalıştığı düşünüldüğünde, termodinamiğin kanunlarının temel teşkil ettiği görülür. 1 Kg soğutucu akışkan için termodinamiğin birinci kanunu;

$$\Delta Q_i + W = \Delta U \quad (1)$$

şeklindedir. Termodinamiğin ikinci kanunu ise;

$$\Delta S = \frac{\Delta Q_i}{T_i} + \frac{K_w}{T_0} \quad (2)$$

Kapalı çevrime göre çalışan soğutma sistemlerinde $\Delta U = \Delta S = 0$ dır. Pompa işi ihmal edilirse ($W_p = 0$), Şekil 1'deki sisteme göre termodinamiğin birinci kanunundan (veya toplam ısı dengesinden) .

$$Q_{ev} + Q_{ge} + Q_{co} + Q_{ab} = 0 \quad (3)$$

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ise ;

$$\frac{Q_{ev}}{T_{ev}} + \frac{Q_{ge}}{T_{ge}} + \frac{Q_{co}}{T_{co}} + \frac{Q_{ab}}{T_{ab}} + \frac{K_w}{T_0} = 0 \quad (4)$$

eşitlikleri yazılabilir.[6]

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, bir ısı makinasıyla bir mekanik buhar sıkıştırma sisteminin birleşimi olarak düşünülebilir. Kondenser ve evaporatördeki tersinir işlemler için kondenserdeki entropi azalması, evaporatördeki entropi artmasına eşit olacaktır. Bu ise;

$$\frac{Q_{ev}}{T_{ev}} = \frac{Q_{co}}{T_{co}} \quad (5)$$

Şeklinde ifade edilir. İdeal bir çevrim için kayıp işin ($K_w = 0$) sıfır olduğu düşünülürse , (4) ve (5) eşitliklerinden;

$$\frac{Q_{ge}}{T_{ge}} = \frac{Q_{ab}}{T_{ab}} \quad (6)$$

sonucu çıkarılır. Sistemin termodinamik olarak mümkün olabilmesi için (3) ve (4) eşitliklerinin sağlanması ve kayıp işin pozitif değerde olması gerekmektedir.

Tersinir Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Soğutma Tesir Katsayısı

İdeal absorpsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısı (sistemin etkinliği); Generatördeki birim ısı yüküne düşen, evaporatördeki birim ısı yükü şeklinde ifade edilir [7],[8].

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}} \quad (7)$$

Tersinir ideal bir çevrim için kayıp işin sıfır olduğu düşünülerek, (3) ve (4) eşitlikleri yeniden düzenlenirse;

$$1 + \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}} + \frac{Q_{co}}{Q_{ge}} + \frac{Q_{ab}}{Q_{ge}} = 0 \quad (8)$$

ve

$$1 + \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}} \frac{T_{ge}}{T_{ev}} + \frac{Q_{co}}{Q_{ge}} \frac{T_{ge}}{T_{co}} + \frac{Q_{ab}}{Q_{ge}} \frac{T_{ge}}{T_{ab}} = 0 \quad (9)$$

eşitlikleri elde edilir. (5), (6), (8) ve (9) eşitliklerinde gerekli işlemler yapılır, (7) eşitliğinde yerine yazılırsa, sistemin etkinliği (COP);

$$COP = \frac{T_{ev}(T_{ge} - T_{ab})}{T_{ge}(T_{co} - T_{ev})} \quad (10)$$

elde edilir.

(10) eşitliğinden görüldüğü gibi, ideal absorpsiyonlu soğutma çevriminde sistem etkinliği, dört temel çalışma sıcaklığına bağlı olup, çevre şartlarından bağımsızdır.

Şekil 1'e göre aşağıdaki termodinamik eşitlikler yazılabilir

$$m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} = m_{11} = m_{12} \quad (11)$$

$$m_1 = m_2 = m_3 \quad (12)$$

$$m_4 = m_5 = m_6 \quad (13)$$

$$m_1 = m_6 + m_{12} \quad (14)$$

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (15)$$

$$Q_{co} = m_7 (h_7 - h_8) \quad (16)$$

$$Q_{ev} = m_7 (h_{11} - h_{10}) \quad (17)$$

$$Q_{ge} = m_7 h_7 + m_4 h_4 - m_3 h_3 \quad (18)$$

$$Q_{ab} = m_4 h_6 + m_7 h_{12} - m_3 h_1 \quad (19)$$

Dolaşım oranı şu şekilde tanımlanmıştır [9]:

$$f = \frac{m_1}{m_7} \quad (20)$$

veya

$$f = \frac{X_{ge}}{X_{ab}} = \frac{X_z}{X_z - X_f} \quad (21)$$

(11), (18) ve (20) eşitlikleri (7) denkleminde taşınırsa, soğutma sisteminin etkinliği;

$$COP = \frac{h_{11} - h_{10}}{h_7 + f(h_4 - h_3) - h_4} \quad (22)$$

elde edilir.

(22) eşitliğinden, soğutma tesir katsayısı büyük ölçüde gizli buharlaşma ısı ($h_{11} - h_{10}$) ve dolaşım oranına (f) bağlıdır. ($h_{11} - h_{10}$) değerinin artmasıyla COP artacak, f değerinin artmasıyla da COP' da azalma olacaktır. Bu yüzden f değerinin iyi tesbit edilmesi gerekir [10].

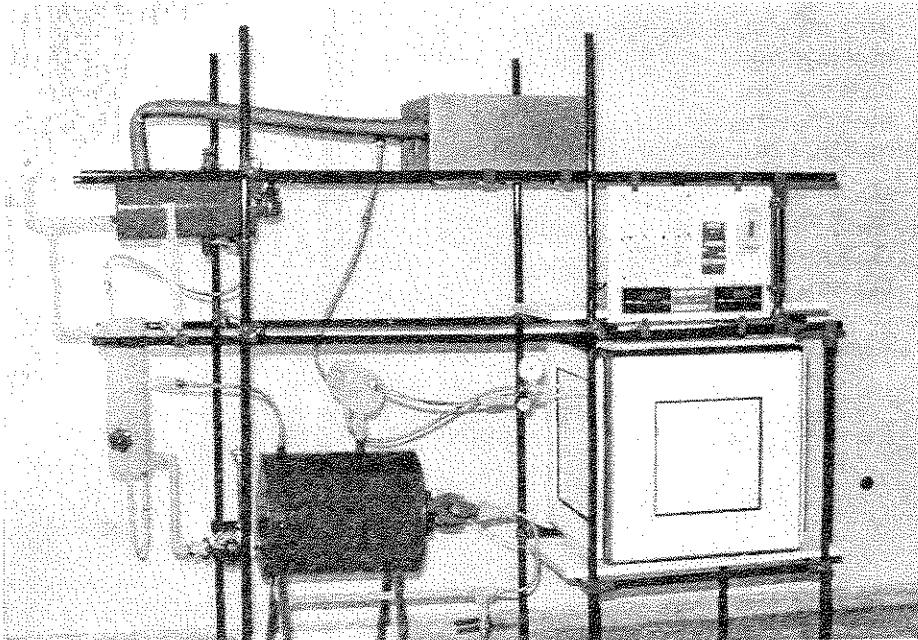
Sistemin termodinamik analizinde yapılan kabuller :

- 1- Analiz sürekli rejim şartlarında yapılmıştır.
- 2-Generatör çıkışındaki akışkan kızgın buhar olup sıcaklığı, generatör sıcaklığındadır
- 3-Kondenserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında sudur ve kondenser sıcaklığındadır. ($x = 0$).
- 4- Evaporatörden çıkan soğutucu su buharı doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır ($x = 1$).
- 5- Absorberden çıkan eriyik, absorber basıncı ve sıcaklığında denge halindedir.
- 6- Generatörden çıkan eriyik, generatör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
- 7- Sistemde bütün basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- 8- Çevreyle olan ısı etkileşimi ihmal edilmiştir.
- 9- Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.
- 10- Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için, denge halindeki entalpi ile dengesiz haldeki entalpi eşit alınmıştır.

DENEYSEL ÇALIŞMA

Sistemin yapı Elemanları

Deney düzeneği genel olarak fotoğraf 1'de görülmektedir. Jeotermal kaynaklı kullanılması amaçlanarak kurulan deney düzeneği laboratuvar şartlarında hazırlanmıştır. Sistemi oluşturan temel elemanların yapısı aşağıda açıklanmıştır.



Fotoğraf 1. Deney düzeneğinin genel görünümü

Generatör (Ayrıcı)

İç içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. İç kısımdaki boru içerisinde LiBr / H₂O karışımı bulunmaktadır. jeotermal kaynaktan generatöre olan ısı geçişi, laboratuvar şartlarında termostatik kontrollü rezistanslı bir ısıtıcıyla temin edilir. Isıtıcıyla sürekli olarak (50-80 °C) sıcaklık sağlanabilmektedir. Generatörden ayrılan H₂ O buharı, kondensere gelir. Generatörde, karışıma ısı geçtiği gibi, çevreyede bir miktar ısı geçişi olmaktadır. Çevreye olan bu ısı geçişi ihmal edilmiştir.

Kondenser (Yoğuşturucu)

Generatörde elde edilen basınçlı soğutucu buharının soğutularak yoğuşturulduğu boru demetidir. Bu soğuma esnasında açığa çıkan ısı, havanın kondenser boruları arasından çapraz olarak üflenmesiyle uzaklaştırılır ve böylece soğutucu akışkanın yoğuşması sağlanır. Deneyde kullanılan kondenser bakır borulu kanatlı tipte seçilmiştir.

Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Sıvı haldeki soğutucu akışkanın buharlaştırıldığı boru demetidir. Evaporatördeki düşük basınç sebebiyle sıvı haldeki soğutucu, çevresinden ısı alarak gaz haline geçer. Evaporatördeki basınç bir genişleme valfi ile kontrol altında tutulur. Evaporatör 50cmx50cmx60cm ebatlarında yalıtılmış plastik bir kabin içerisine yerleştirilmiştir. Soğutmanın yapıldığı bölge, kabin içerisindeki hava hacmi olarak düşünülmüştür. Evaporatör bakır borulu kanatlı tiptedir.

Absorber (Soğurucu)

LiBr'nin suda çözünmesini sağlayan ünitedir. Soğutucu akışkan evaporatörden çıktıktan sonra bir ısı değiştiriciden geçerek absorbere girer. Absorberdeki karışım bir sıvı eriyik pompası ile sürekli püskürtülerek çözünmenin kolaylaşması sağlanır. Deney düzeneğinde kullanılan absorberden absorpsiyon esnasında dışarı atılan ısının çevreye verildiği düşünüldüğünden laboratuvar koşullarında absorber cidarı geniş tutulmuştur.

Eşanjörler (Isı Değiştiricileri)

Absorberde bulunan zengin karışım, devreyi tamamlamak için bir pompa ile tekrar generatöre gönderilir. Generatörden de sürekli olarak absorbere fakir karışım döner. Generatörden absorbere gitmekte olan fakir karışımın sıcaklığı fazladır. Eşanjörle giden- gelen bu iki karışıma ısı alışverişi yaptırılır. Ayrıca evaporatör ile kondenser arasındaki soğutucu eşanjöründe de, kondenserden gelen sıvı haldeki soğutucu akışkanın ısı, evaporatörden dönen akışkanın ısı ile alınır. Böylece, gizli buharlaşma ısı artırılarak sistemin performansında bir artış sağlanmış olur.

DeneySEL Çalışma Sonucunda Elde Edilen Parametrelere Göre LiBr Soğuruculu H₂O Soğutuculu Absorpsiyonlu Isı Pompasının Performans Katsayısının Hesabı

Absorberde %48 konsantrasyonunda Lityum Bromür çözeltisi bulunmaktadır. Çözelti sıcaklığı 30-35 °C arasında tutularak su buhar basıncı yaklaşık olarak 2.6 Kpa değerine düşürülebilmektedir. LiBr - Su karışımı % 44 konsantrasyonunda generatöre girer. Karışımındaki su 70-80 °C civarında buharlaşır ve basıncı 5.8 Kpa dir. Generatörde buharlaşan su kondensere yalıtılmış boruyla gönderilir. Kondenserden çıkan doymuş suyun sıcaklığı yaklaşık olarak 20 °C ve basıncı 4.6 Kpa dir. Doymuş su bir genişleme valfinden geçerek evaporatöre 3.2 Kpa basıncında girer. Bu işlem esnasında, su buharlaşma gizli ısı olarak evaporatör sıcaklığını 4-8 °C civarına düşürür. 1 saatte evaporatörde m₇ = 0.0015kg/s su buharlaştığında elde edilen suyun 2.9 Kpa basıncında buharlaşmasıyla aldığı ısı;

$$Q_{ev} = m_7 (h_{11} - h_{10}) \quad \text{Kj/s olacaktır.}$$

Evaporatöre 17°C de girip 8 °C'de çıkan su buharının alacağı ısı :

$$Q_{ev} = 0.0015(1579.3 - 75.5)$$

$$Q_{ev} = 2.2557 \text{ Kj/s}$$

Absorberde atılan ısı miktarı;

$$m_3 = 0.0065 \text{ kg/s} \quad \text{Absorberden \%44 çözelti kütlesi}$$

$$m_4 = 0.0050 \text{ kg/s} \quad \text{Absorbere dönen \% 48 çözelti kütlesi}$$

$m_7 = 0.0015 \text{ kg/s}$ Evaporatörden dönen akışkan kütlesi

$$Q_{ab} = m_7 h_{12} + m_4 h_5 - m_3 h_1$$

$$Q_{ab} = 0.0015 \times 1600.3 + 0.0050 \times 85.1 - 0.0065 \times 62.5$$

$$Q_{ab} = 2.41 \text{ kJ/s}$$

Generatörde çözeltinin almış olduğu ısı miktarı;

$$Q_{ge} = m_7 h_7 + m_4 h_4 - m_3 h_3$$

$$Q_{ge} = 0.0015 \times 2609.7 + 0.0050 \times 91.1 - 0.0065 \times 76.3$$

$$Q_{ge} = 3.8741 \text{ KJ/s}$$

Generatörde sabit basınçta önce 60 °C'de buharlaşan seyreltik çözelti, derişik hale geldiğinde, 100 °C'de buharlaşacaktır. Bu sırada, çözeltinin kütlesiyle birlikte konsantrasyonu ve özgül ısınma ısısı da değişir. Kondenserde ise saatte 5.4 kg suyun yoğuşturulması düşünölmektedir. Kondensere 60 °C'de gelecek olan su buharını yoğuşturmak suretiyle 20 °C'ye kadar soğutulunca alınacak ısı miktarı:

$$Q_{co} = m_7 (h_7 - h_8)$$

$$Q_{co} = 0.0015 (2609.7 - 83.86)$$

$$Q_{co} = 3.7887 \text{ kJ/s}$$

Toplam Isı Dengesi

$$Q_{ab} + Q_{co} = Q_{ge} + Q_{ev}$$

ısı enerji denge denkleminde:

Giren ısılar

Jeneratörde harcanan ısı : 3.87 kJ/s

Soğutma ortamından alınan ısı : 2.25 kJ/s

6.12 KJ/s

Çıkan ısılar

Absorpsiyon ünitesinden alınan ısı : 2.41 kJ/s

Kondenserde alınan ısı : 3.78 kJ/s

6.19 KJ/s

6.19 kJ/s \approx 6.12 kJ/s denkleğinden de göröldüğü gibi giren ve çıkan ısı dengesi yaklaşık sağlanmıştır. Çevrimin Performans Katsayısı (COP) değeri ağağıda verilen denklemlle hesaplanmıştır.

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}}$$

$$COP = \frac{2.2557}{3.8741}$$

$$COP = 0.5813$$

olarak bulunur.

SONUÇLAR

Absorpsiyon yöntemi ile çalışan soğutma çevrimlerinde, enerji olarak buhar veya sıcak su kullanılabilir. Bu durum özellikle jeotermal enerjinin soğutma amacıyla kullanılması bakımından büyük önem arz etmektedir.

Ülkemizde 100°C'nin altında bir çok jeotermal kaynak mevcuttur. Bu kaynakların düşük verim nedeniyle elektrik enerjisi üretiminde kullanılması söz konusu değildir. Ülkemizin gündün güne artan soğuk depo ihtiyacı göz önüne alınırsa bu kaynakların soğutma amacıyla kullanılması büyük ekonomik yarar sağlayacaktır.

Yapılan deneysel çalışmada yaklaşık 225.57 KW soğutma kapasitesindeki bir tesis için 60°C sıcaklıkta jeotermal kaynaktan 12.5kg/s suyun yeterli olacağı görülmüştür. H₂O/LiBr akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanlarının, ısıl ve fiziksel özellikleri, termodinamik analizi ve boyutlandırılmasına ilişkin gerekli çalışma ve araştırmalar yapılmıştır. Hesaplamalar için gerekli bağıntılar formülize edilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, güneş enerjisi, atık ve yenilenebilir enerji kaynakları ideal enerji kaynaklarıdır. Bu araştırmada, doğal bir enerji kaynağı olan jeotermal enerji kullanılarak Sıcakçermik ve jeotermal sahasındaki binaların yazın soğutma ihtiyacının karşılanacağı sonucuna varılmıştır. Analizde sistemin COP'si ECOP'u ve her birimdeki ısı alışverişleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar grafiklerde yorumlanmıştır

Jeotermal enerji kullanılabilen sistemde ısı kaynağının sıcaklığı 55-80°C arasında değiştirilmiştir. kondenser sıcaklığı 30-40°C ve 50°C alınarak farklı sıcaklıklarda performans parametreleri hesaplanmıştır.

Literatürlerde H₂O-LiBr çifti absorpsiyonlu sistemlerin termodinamik analizinde H₂O-LiBr ve karışımlarının termodinamik özelliklerinin hesaplanmasında kullanılabilecek pek çok farklı bağıntı verilmiştir. Analiz, farklı bağıntılar kullanılarak da yapılmış, fakat hangi bağıntı kullanılırsa kullanılsın hesaplanan sistemin teorik etkinliğindeki değişimin %1'in altında olduğu görülmüştür.

Başlangıçta ısı değiştirici etkinliğinin 0.8 olduğu kabul edilerek farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıkları için sistemin COP değerinin kaynak sıcaklığı ile değişimi araştırılmıştır. Analiz, ısı değiştirici ısıl etkinliğinin 0.7 ve 0.9 değerleri için de yapılmış fakat teorik COP değerinde önemli bir değişim görülmemiştir.

Tablo 1. Referans noktalarındaki sıcaklık, basınç, LiBr kütle derişim konsantrasyonu ve özgül entalpi değerleri

Referans noktaları	T (°C)	P (kpa)	X (%)	M (kg/sn)	H (kJ/kg)
1	30	2.6	44	0.65	62.5
2	30.5	5.8	44	0.65	62.6
3	35.3	5.8	44	0.65	76.3
4	42	5.8	48	0.50	91.1
5	38	5.8	48	0.50	85.1
6	37	2.7	48	0.50	85.1
7	60	5.8	0	0.15	2609.7
8	20	4.6	0	0.15	83.86
9	18	4.6	0	0.15	75.5
10	17	3.2	0	0.15	75.5
11	8	2.9	0	0.15	1579.3
12	14	2.9	0	0.15	1600.3

SONUÇLARIN İRDELENMESİ

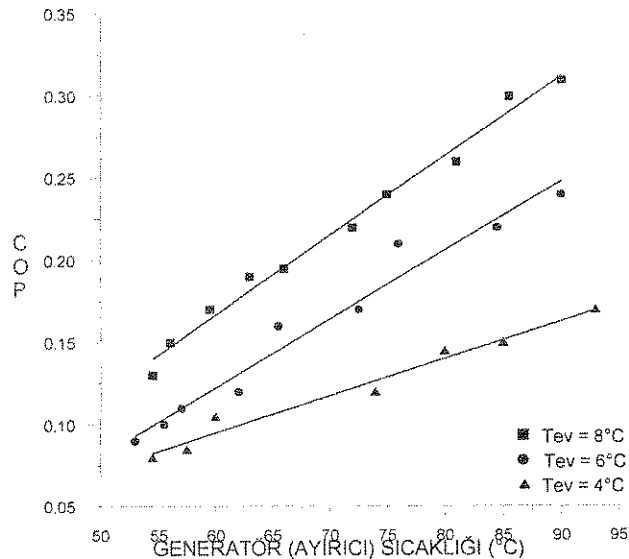
Akışkan olarak su kullanılması nedeniyle LiBr-H₂O sistemiyle 0°C'nin altına inilmesi kristallenme nedeniyle mümkün değildir. En iyi koşullarda evaporatör sıcaklığı 2-3°C'ye kadar düşebilir. Bunu

sağlayabilmek için absorpsiyon ünitesinin 30-35°C sıcaklıklarda tutulması gerekir. Kondenser içerisinde sıcaklığın yüksek olması, generatörde çözeltisinde daha yüksek sıcaklıklarda tutulmasını gerektirmektedir. Bu çalışmada, 55-60°C sıcaklıkta jeotermal ısı kaynağı kullanılması düşünülerek sistem laboratuvar şartlarında çalıştırılmış ancak daha yüksek sıcaklıklarda sistemin etkinliğinin arttığı görülmüştür. Kondenser sıcaklığının düşük tutulması için su soğutmalı tip kullanılması daha uygun olacaktır. Soğutma suyu absorber ünitesi içinde kullanılabilir. Böylece kondenser sıcaklığı ve basıncı yeteri kadar düşürülerek, generatörde çözeltinin buharlaşma sıcaklığıda azaltılmış olur. H₂O-LiBr akışkan çifti ile çalıştırılan bu sistemde en çok 4-6°C'ye kadar inilmektedir. Bu nedenle bu soğutma yöntemi ancak "air-condition" amacıyla ve patates, limon, elma vs. çok düşük sıcaklık istemeyen ürünlerin depolanmasında kullanılabilir. Bu çalışma sonunda, sistemin performans parametreleri, ısı değiştiriciler ve buharlaştırıcı ısıl etkinliği ve benzeri diğer parametrelerin değerleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Deneysel Çalışma Sonunda Sistemin Performans Parametreleri

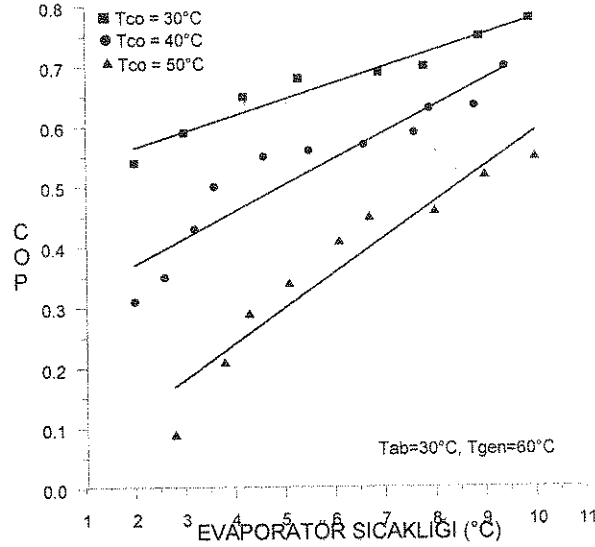
Sistemin pratik işlerlik etkinliği	ECOP	0.327
Sistemin performans katsayısı	COP	0.5654
Dolaşım oranı	f	4.33
Jeotermal ısı kaynağı kütle debisi (kg/sn)	m_t	12.5
Isı değiştirici ve evaporatör	η	0.80
Generatöre verilen ısı (KW)	Q_{ge}	387.41
Kondenserde atılan ısı (KW)	Q_{co}	378.87
Evaporatörde çekilen ısı (KW)	Q_{ev}	225.57
Absorberde atılan ısı (KW)	Q_{ab}	241
Pompalara verilen enerji (KW)	W_p	0.01

Yukarıda hesaplanan ve analizi yapılan sistemin deney düzeneği laboratuvarında kurularak işletmeye alınmıştır.



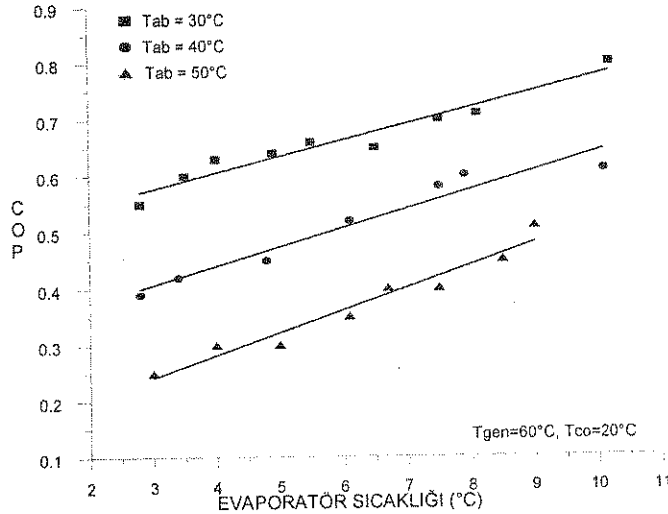
Şekil 3. Farklı evaporatör sıcaklıkları için COP'un generatör sıcaklığına göre değişimi

4 - 6 - 8 °C evaporatör sıcaklıkları için generatör sıcaklığının artmasıyla COP değerinin arttığı görülmektedir. Bunun nedeni, generatöre verilen ısı miktarının artmasıyla buharlaşan soğutucu akışkan miktarı artmaktadır. Dolayısıyla dolaşım oranı f azalmaktadır. Dolaşım oranı f ile COP ters orantılı olduğundan f deki azalma performans katsayısında artmaya neden olmaktadır.



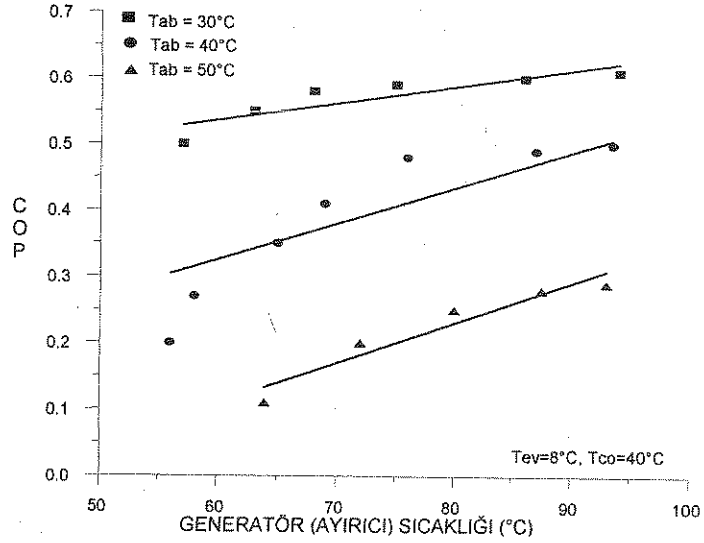
Şekil 4. Farklı Kondenser Sıcaklıkları için COP'un evaporatör sıcaklığına Göre Değişimi

Yüksek evaporatör ve düşük kondenser sıcaklıklarında, dolaşım oranında büyük ölçüde azalma görülmüş, bu ise soğutma tesir katsayısının (COP) yüksek değerlere ulaşmasına sebep olmuştur.



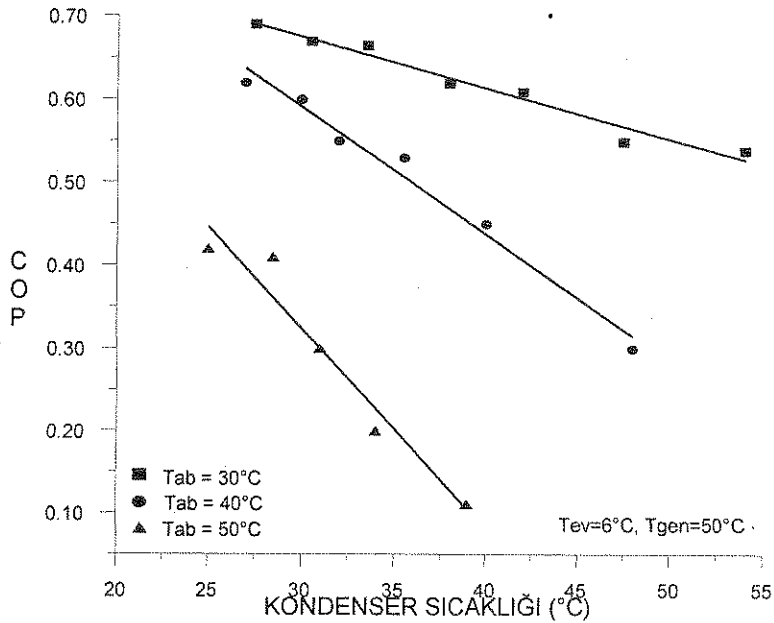
Şekil 5. Farklı absorber sıcaklıklarında sabit generatör ve yoğuşurucu sıcaklıkları için COP'un buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi

Düşük absorber ve yüksek evaporatör sıcaklıklarında soğutma tesir katsayısının (COP) arttığı görülmektedir. Bunun sebebi yine dolaşım oranında meydana gelen azalmadır.



Şekil 6: Farklı absorber Sıcaklıklarında Sabit evaporatör ve kondenser Sıcaklıkları İçin COP'un Generator Sıcaklığına Göre Değişimi

Düşük absorber ve yüksek generator sıcaklıkları için COP'un arttığı görülmektedir. Generator sıcaklığının yüksek tutulması ile buharlaşan soğutucu akışkan H_2O miktarı artmış, zengin karışımın kütle konsantrasyonunda buna paralel olarak fazlaşmıştır. konsantrasyonlar arası fark arttıkça, dolaşım oranı f azalmıştır. buna bağlı olarak (COP) değeri artış göstermiştir.



Şekil 7: Farklı absorber sıcaklıklarında sabit evaporatör ve generator sıcaklıkları için COP'un kondenser sıcaklığına göre değişimi

Kondenser sıcaklığının düşürülmesi, kondensere gönderilen soğutucu miktarının azaltılması ve hava debisinin artırılmasıyla sağlanmıştır. Kondenserdeki akışkanın azalması, dolaşım oranında artmaya sebep olmuş ve (COP) değeri düşmüştür. Hava debisinin artması kondenser sıcaklığını düşürdüğünden dolaşım oranı azalmış ve performans katsayısında artış gözlenmiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Cumhuriyet Üniversitesi Araştırma fonu tarafından desteklenmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] MERTOĞLU, O. Jeotermal Merkezi ısıtmanın çevreye müsbet etkisi ve ekonomisi ORME JEOTERMAL S. 2 1992
- [2] ÇAĞLAR, K.Ö. Türkiye Maden Suları ve Kaplıcaları MTA Enst.Yayın No 107.Fas.4.s.639-791 1961 Ankara
- [3] ERGİN, C. Sıcak Çermik (Sivas-Yıldızeli) yöresinin Jeolojisi ve Jeolojik Enerji olanakları. Cum.Ünv. Fen.Bil.Enst. Yük.Lis.Tezi 1992 Sivas
- [4] ŞİMŞEK, Ş. Sıcak ve Mineralli Sular Ders notları Hacettepe Üniv. Müh. Fak.1993.Ankara
- [5] HEM, J.D.1985 Study and Interpretation of the chemical characteristics of.Natural water 3.rd.ed.U.S Geological Survey water supply paper no.2254
- [6] KUMAR, P. and DEVOTTA, S., 1990. Study Of An Absorption Refrigeration System For Simultaneous Cooling and Heating, Ashrae Trans. 96,2,291-298.
- [7] FELLİ, M.1991 Absorption Refrigeration Thermodynamics. 185 -204
- [8] BONG,T.Y. N.CHUA, H.T and H.L.BAO. 1994 Theoretical and Experimental Analysis of on Absorbtion chiller Rev.Int Froid 17, 351-357
- [9] EISA, M.A.R., RASHED, I.G.A., DEVOTTA, S. and HOLLAND, F.A, 1986. Thermodynamic Desing Data for Absorption Heat Pump Systems Operating on Water - Lithium Bromide Part II: Heating, Applied Energy, 25, 71-82.
- [10] ABRAHAMSSON, K. and JERNQVIST, A., 1991. Carnot coporison of multi- temperature level absorption heat cycles, Int. J. Refrig., 16, 4.
- [11] GEREDLİOĞLU, O.C. Su soğutuculu, LiBr soğuruculu kapalı devre soğurmalı sıcaklık yükseltenin Termodinamik analizi. Gazi Üniv.Fen Bil.Enst. Yük.Lis. Tezi 1990 ANKARA
- [12] ANDBERG, J.W. and VILLET, G.C., 1983. Design guidelines for water-lithium bromide absorbers, Ashrae Transactions, 89,220-232.
- [13] EĞRİCAN, N. ve YİĞİT, A., 1989. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu, Isı Bilimi ve Tekniği 7. Ulusal Isı Kongresi, S. 271-278, 26-28 Ege Üniversitesi, İzmir.
- [14] EĞRİCAN, N. ve YİĞİT, A., 1987. İnce sıvı filmli absorberlerin ısı ve kütle transferi katsayılarının nümerik hesabı", 7. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Ankara.
- [15] EISA, M.A.R., RASHED, I.G.A., DEVOTTA, S. and HOLLAND, F.A, 1986. Thermodynamic Desing Data for Absorption Heat Pump Systems Operating on Water - Lithium Bromide Part II: Heating, Applied Energy, 25, 71-82.
- [16] EISA, M.A.R., DEVOTTA, S. and HOLLAND, F.A.,1986. Thermodynamic Desing Data for AbsorptionHeat Pump Systems Operating on Water-Lithium Bromide Part II:Cooling ,Applied Energy ,24, 287-301.
- [17] EISA, M.A.R., DEVOTTA, S. and HOLLAND F.A., 1986. Thermodynamic Desing Data for AbsorptionHeat Pump Systems Operating on Water-Lithium Bromide Part III :Simultaneous Cooling and Heating, Applied Energy, 25, 83-96.
- [18] MCNEELY, L.A., 1979. Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide, Ashrae Trans, 85, 413-434.
- [19] MORAN, M.J. and HEROLD, K.E., 1987.Thermodynamic Properties of LiBr/H₂O Solutions, ASHRAE Transactions, 1, 35-48.
- [20] TIRIS, M., 1989. "Jeotermal Enerji" Isı Bilim ve Tekniği Dergisi cilt 12 sayı1

ÖZGEÇMİŞ

Abdulah KEÇECİLER

1960 Sivas doğumludur. 1977 yılında Kayseri Teknik Lisesi Elektrik bölümü mezunu olup, 1978 Yüksek Teknik Öğretmen okulunda bir yıl daha sonra, Erciyes Üniv. Müh. Fak. Makina bölümüne girerek , 1982 yılında Makina Mühendisi olarak mezun oldu.

1984 yılında Cumhuriyet Üniv. Mes.Yük.Okulunda Öğretim görevlisi,1985 yılında Mühendislik Fakültesi Mak.Böl. Arş.Gör olarak çalıştı. 1987 yılında E.Ü.Fen Bil.Enst. Yüksek Lisans,1992 yılında Doktor Mühendis ünvanı aldı. 1992 -1996 yılı C.Ü. Makina Böl. Başkanı ve halen öğretim üyeliği yapmaktadır.

Termodinamik A.B.D enerji depolama, klima, endüstriyel ısıtma - soğutma sistemleri makina mühendisliği eğitimi ilgi alanıdır.

1985 - 1991 yılları Makina Mühendisleri Odası Sivas İli Temsilciliği ve halen yönetim kurulu üyeliği bulunup, Tesisat Müh. Derneği üyesidir. Evli ve bir kızı vardır.

H.İbrahim ACAR

1958 yılı Sivas doğumludur. İlk orta ve lise eğitimini Sivas'ta tamamlayarak 1981 yılı Sakarya D.M.M.A Makina Bölümü mezunudur. 1984 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Mes. Yük. Okulu Öğretim Görevlisi olarak çalıştı. 1988 yılı Erciyes Üniv. Fen Bil. Enst. Yüksek lisans, 1991 yılında doktor mühendis ünvanı aldı. 1992 - 1996 yılı C.Ü Meslek Yüksekokulu Müdürlüğü ve halen öğretim üyeliği görevini yürütmektedir.

Isı tranferi, güneş enerjisi , ısıtma ve havalandırma makina mühendisliği ilgi alanıdır. Evli ve bir çocukludur.