

ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ ile KLASİK SİSTEMLERİN KARŞILAŞTIRILMASI

Mustafa Çelik, Fethi Halıcı

Özet- Bu çalışmada, doğalgaz ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi ve klasik soğutma sisteminin karşılaştırılması yapılmıştır. LiBr-H₂O eriyiği kullanan bir ticari absorpsiyon makinasının sistem elemanlarının termodinamik analizi yapılmıştır. Bu sistemde soğutma devresi eşanjörü ve eriyik devresi eşanjörlü sistem ile eşanjörsüz sistemlerin soğutma tesir katsayıları (STK) ve ısıtma tesir katsayıları (ITK) hesaplanarak, karşılaştırılması yapılmıştır. Bir villa için LiBr-H₂O eriyiği kullanan 23 KW'lık soğutma yüküne sahip absorpsiyon makinası ile klasik sisteme göre çalışan soğutma makinasının ilk yatırım ve işletme giderlerine göre karşılaştırılmaları yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler - Absorpsiyonlu Soğutma, LiBr-H₂O eriyiği, Soğutma Tesir Katsayısı

Abstract- In this study, the applications of natural-gas in the field of cooling is, investigated; Absorption refrigeration system and classical refrigeration system are compared. Classical system the general information is given about the cooling systems and the "Absorption Refrigeration Systems" are detailly explained. Thermodynamics equations of the systems using LiBr-H₂O solution is studied during the whole circulation. Thermo dynamic analysis of the components of industrial absorption machine using LiBr-H₂O solution is done. Thus, the cooling effect coefficient and heating effect coefficient of the cooling circuit and solution circuit with heat exchanger and without heat exchanger are calculated; the systems are compared. For the cooling of a villa, the investment and operation costs comparison between the Absorption refrigeration system using LiBr-H₂O solution with 23 KW cooling load and classical cooling system is done.

Key Words : Absorption refrigeration, Lithium Bromide-Water, Coefficient of performance

M.Çelik. SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Öğrencisi
F.Halıcı. SAÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Öğretim Üyesi

I. GİRİŞ

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri çalışma biçimlerine göre sürekli veya kesikli ayrıca akışkanın aktığı ortama göre de açık veya kapalı olarak sınıflanırlar [1]. LiBr-H₂O eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutucu akışkan H₂O yutucu akışkan ise LiBr' dir. LiBr-H₂O'lu sistem güneş enerjisi uygulamaları için uygun bir sistemdir. Çünkü kaynatıcıda yüksek sıcaklık gerektirmez. Soğutucu akışkan H₂O olduğu için, sistem vakum altında çalışmaktadır. Soğutma tesir katsayısı 60°C de 0,65 iken 95°C' de 0,88' e kadar çıkabilir. Yüksek sıcaklıklarda LiBr ağırlık oranı sınırlanmıştır. Çalışma sıcaklıkları içinde %68 LiBr sonra kristalleşme olayı olmaktadır [2].

LiBr-H₂O eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi şöyledir; Yutucudan çıkan eriyik bir pompa vasıtası ile ısı değiştiricisinden geçerek ısınan LiBr bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Burada dışarıdan verilen ısıyla, soğutucu akışkan buharının tamamı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik, ısı değiştiricisinden geçer, fakir eriyiğe ısı verdikten sonra yutucuya geri döner. Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğşturucuya giren soğutucu buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Basınç kayıpları düşünülmez ise kaynatıcı, yoğşturucu basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır. Yoğşturucudan tamamen yoğuşmuş olarak çıkan soğutucu akışkan, izafi olarak düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden evvel bir kısılma vanasından geçirilir. Buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan burada buharlaşarak, buharlaşma için gerekli olan gizli ısıyı soğutulan ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan absorbere girer. Yutucudan, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında yutucu basıncına kadar genişleyen LiBr bakımından zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar. İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, açığa çıkan ısının, absorberden atılması gerekir. Yutucu içinde tekrar LiBr bakımından

fakir hale gelen eriyik , bir pompa vasıtası ile tekrar kaynatıcıya gönderilir. Isı kayıplarını azaltmak için, yutucudan kaynatıcıya gönderilen eriyik, kaynatıcıdan dönen eriyik tarafından bir ısı değiştiricisinde ısıtılır.

II. TERMODİNAMİK ANALİZ

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin analizine temel oluşturacak birtakım kabuller yapılması gerekir. Bunlar aşağıdaki gibi sıralanabilir; Absorpsiyonlu soğutma sistemini oluşturan her bir eleman sürekli akışlı sürekli açık sistem olarak ele alınıp, her biri yazılırsa ısıl kapasitelerin tespiti mümkün olur [3], [4].

Süreklilik Denklemi;

$$m_g = m_ç$$

m_g : Giren kütle miktarı, $m_ç$: Çıkan kütle miktarı (kg/s)

Termodinamiğin I. Kanunu,

$$Q - W = H_ç - H_g$$

Q : Alınan veya verilen ısı miktarı (KW)

W : Alınan veya verilen iş miktarı (KW)

$H_ç$: Çıkan entalpi (KW)

H_g : Giren entalpi (KW)

II.1 LiBr – H₂O Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi

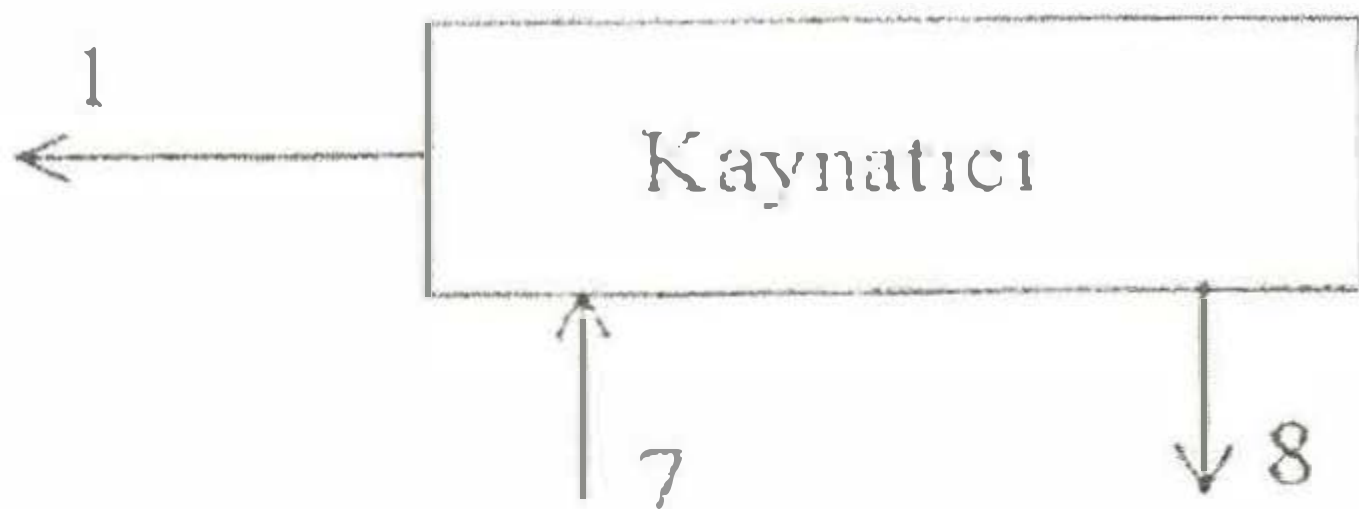
Absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanlarının kapasitelerini kütlelerden bağımsız olarak hesaplayabilmek için aşağıdaki ifade edilen dolaşım oranı kavramından yararlanılmaktadır.

$$f = \frac{\text{Zengin eriyik debisi}}{\text{Soğutucu akışkan debisi}}$$

$$f = \frac{m_8}{m_1}$$

Dolaşım oranı, f'nin hesaplanabilmesi için Şekil1'de şematik olarak sunulan sistemin kaynatıcısına süreklilik denklemini ve LiBr dengesini uygulamak gerekecektir.

Kaynatıcı :



Şekil 1. Kaynatıcı

Süreklilik denklemi : $m_7 = m_8 + m_1$

Kaynatıcıdaki LiBr dengesi : $m_7 X_7 = m_8 X_8$

m_7 : Fakir eriyik debisi (kg/s)

X_7 : Fakir eriyik konsantrasyonu (%)

X_8 : Zengin eriyik konsantrasyonu (%)

$$(m_8 + m_1).X_7 = m_8.X_8 \quad m_1.X_7 = m_8.(X_8 - X_7)$$

$$f = \frac{m_8}{m_1} = \frac{X_7}{X_8 - X_7}$$

Süreklilik denkleminin her iki tarafı m_1 'e bölünürse,

$$\frac{m_7}{m_1} = \frac{m_8}{m_1} + 1 \quad \frac{m_7}{m_1} = f + 1$$

Her bir noktada basınç ve sıcaklık değeri bilinirse, her nokta için konsantrasyon değeri ilgili tablolardan bulunabilir. Dolayısıyla, kütleli debilerin oranları konsantrasyon oranlarına bağlı olarak hesaplanabilir. Soğutucu akışkan debisi, sistemin soğutma kapasitesi bilindiğinde kolaylıkla hesaplanabilecek bir değer olduğundan, sistemi oluşturan bütün elemanların kapasitelerinin, soğutucu akışkan debisine bağlı olması çok büyük bir kolaylık sağlayacaktır.

Kaynatıcı ısıl kapasitesinin tespiti için daha önce belirtildiği gibi Süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu yazılırsa;

$$Q - W = H_ç - H_g$$

Kaynatıcı basıncı sabit olduğundan $W = 0$ olur ve yukarıdaki denklem,

$$Q_{kay} = m_1.h_1 + m_8.h_8 - m_7.h_7$$

halini alır. Denklem her iki tarafı m_1 'e bölünürse,

$$q_{kay} = \frac{Q_{kay}}{m_1} = h_1 + f.h_8 - (f+1).h_7$$

q_{kay} = Kaynatıcıya verilen özgül ısı miktarı.

Yoğuşturucu :

Yoğuşturucu basıncı sabit olduğundan $W = 0$ olur ve termodinamiğin I.kanunu göre, Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı;

$$Q_{yoğ} = H_2 - H_1 = m_2.h_2 - m_1.h_1$$

$m_2 = m_1$ 'dir. Denklem her iki tarafı m_1 'e bölünürse,

$$q_{yoğ} = \frac{Q_{yoğ}}{m_1} = h_2 - h_1$$

Buharlaştırıcı :

Buharlaştırıcı basıncı sabit olduğundan
 $W = 0$ olur ve termodinamiğin I. kanunu,

$$Q_{buh} = H_4 - H_3 = m_4 \cdot h_4 - m_3 \cdot h_3$$

$m_4 = m_3 = m_1$, Denklemin her iki tarafı m_1 'e bölünürse,
Yoğuşturucudaki özgül ısı miktarı;

$$q_{buh} = \frac{Q_{buh}}{m_1} = h_4 - h_3$$

Yutucu :

Yutucu basıncı sabit olduğundan $W = 0$ olur ve
termodinamiğin I. Kanunu göre,
Yutucudaki ısı miktarı,

$$Q_{abs} = m_5 \cdot h_5 - m_4 \cdot h_4 - m_{10} \cdot h_{10}$$

$m_5 = m_7$, $m_4 = m_1$ ve $m_{10} = m_8$ olduğundan.
Denklemin her iki tarafı m_1 'e bölünürse,

$$q_{abs} = \frac{Q_{abs}}{m_1} = (f + 1) \cdot h_5 - h_4 - f \cdot h_{10}$$

q_{abs} = Yutucunun özgül ısı yükü

II.2 LiBr-H₂O Çalışan Bir Sistemde Sayısal Hesap Yöntemi

LiBr-H₂O eriyiği kullanan Şekil 2'de şematik olarak
gösterilen eriyik ve soğutma devresi eşanjörlü ve
eriyiklerin geri gönderildiği absorpsiyonlu soğutma
makinesiyle 7°C'e kadar soğutma yapılmak isteniyor.
Soğutma yükü 23 KW' dır. Yoğuşma sıcaklığı 40°C,
kaynaticıdan çıkış sıcaklığı 100°C, soğutma devresi
eşanjöründe 10°C' lik bir aşırı kızdırma yapılmakta
ve eriyik eşanjöründe ise fakir eriyik sıcaklığı 25°C
artmaktadır. Kaynaticıdan çıkan buhar sadece H₂O
buharı olduğuna, bütün sistem teorik çevrimle
çalıştığına, kaynaticı çıkışında zengin eriyiğin geri
döndürülmesiyle 10 °C' lik bir soğutma elde edildiği ve
absorber çıkışında fakir eriyiğin geri döndürülmesiyle
5°C' lik bir ısıtma elde edildiği kabulüne göre hesap
yapılmıştır.

$$T_{buh} = 7^\circ\text{C} \text{ için su buharının doyma basıncı}$$

$$P_d = 1,0035\text{kPa}$$

$$T_{yoğ} = 40^\circ\text{C} \text{ için su buharının doyma basıncı}$$

$$P_d = 7,375$$

Dolaşım oranı;

$$f = \frac{m_8}{m_1} = \frac{X_7}{X_{11} - X_7} = \frac{56}{66 - 56} = 5,6$$

$$T_{kay} = T_1 = 100^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 7,375 \text{ kPa}$$

$$h_1 = 2676 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = 40^\circ\text{C}$$

$$X_2 = 0,0$$

$$h_2 = 167,45 \text{ kJ/kg}$$

$$T_5 = 7^\circ\text{C}$$

$$X_5 = 1,0$$

$$h_5 = 2514,4 \text{ kJ/kg}$$

$$T_7 = 40^\circ\text{C}$$

$$X_7 = 0,56$$

$$h_7 = 101,22 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{11} = 100^\circ\text{C}$$

$$X_{11} = 0,66$$

$$h_{11} = 256 \text{ kJ/kg}$$

Soğutma devresi eşanjöründe (yoğuşturucu-buharlaştırıcı
arasındaki eşanjör) 10°C' lik bir aşırı kızdırma yaptığına
göre;

$$T_6 = T_5 + 10 = 7 + 10 = 17^\circ\text{C}$$

$$T_6 = 17^\circ\text{C}$$

$$P_6 = 1,0035 \text{ kPa}$$

$$h_6 = 2532,1 \text{ kJ/kg (Kızgın Buhar)}$$

Soğutma devresi eşanjörü için enerji dengesinden;

$$h_6 - h_5 = h_2 - h_3$$

$$2532,1 - 2514,4 = 167,45 - h_3$$

$$h_3 = 149,75 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4$$

Eriyik eşanjörü, fakir eriyik sıcaklığını 25°C arttırdığına
göre;

$$T_{10} = T_9 + 25 = 45 + 25 = 70^\circ\text{C}$$

$$T_{10} = 70^\circ\text{C}$$

$$X_{10} = 0,5$$

$$h_{10} = 159,1 \text{ kJ/kg}$$

Kaynaticı çıkışındaki zengin eriyik geri döndürülmesi ile
10°C' lik bir soğutma elde edildiğine göre;

$$T_{12} = T_{11} - 10 = 100 - 10 = 90^\circ\text{C}$$

$$T_{12} = 90^\circ\text{C}$$

$$X_{12} = 0,66$$

$$h_{12} = 240 \text{ kJ/kg}$$

Bu kısımdaki eşanjör için enerji dengesi yazıldığında ve kaynatıcı girişi 10' noktası kabulü için;

$$h_{10} = h_{10} + (f/f + 1).(h_{11} - h_{12})$$

$$= 159,1 + (5,6/ 5,6 + 1).(256 - 240)$$

$$h_{10} = 172,67 \text{ kJ/kg}$$

Yutucu çıkışında fakir eriyik geri döndürülmesiyle 5°C' lik bir ısıtma elde edildiği için;

$$T_9 = T_8 + 5 = 40 + 5 = 45^\circ\text{C}$$

$$T_9 = 45^\circ\text{C}$$

$$h_9 = 108 \text{ kJ/kg}$$

$$X_9 = 0,56$$

Eriyik eşanjörü için enerji dengesinden;

$$m_f.(h_{10} - h_9) = m_z.(h_{12} - h_{13})$$

$$h_{13} = h_{12} - (m_f/m_z).(h_{10} - h_9) = h_{12} - f/(f+1).(h_{10} - h_9)$$

$$h_{13} = 240 - 5,6/(5,6+1).(159,1 - 108)$$

$$h_{13} = 196,64 \text{ kJ/kg}$$

$h_{13} = h_{14}$ ve $h_8 = h_7$ kabulü ile bu kısımdaki eşanjör için enerji dengesi yazıldığında ve absorber girişi 14' noktası alındığında;

$$h_{14} = h_{14} - m_f/m_z.(h_9 - h_8) = h_{14} - (f+1 / f).(h_9 - h_8)$$

$$h_{14} = 196,64 - (6,6/ 5,6).(108 - 101,22)$$

$$h_{14} = 189,47 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{kay} = f.h_{12} + h_1 - (f+1).h_{10} = (5,6).240 + 2676 - (6,6).172,67$$

$$q_{kay} = 2880,38 \text{ kJ/kg}$$

şeklinde ve özgül yoğuşturucu ısı yükü ise,

$$q_{yoğ} = h_2 - h_1 = 167,45 - 2676 = - 2508,55 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{buh} = h_5 - h_4 = 2514,4 - 149,75 = 2364,65 \text{ kJ/kg}$$

şeklinde bulunur. Yutucudaki özgül ısı miktarı ise,

$$q_{ab} = (f+1).h_9 - h_6 - (f).h_{14}$$

$$= (5,6+1).108 - 2532,1 - (5,6).189,47$$

$$q_{abs} = - 2880,33 \text{ kJ/kg}$$

Sistemde Soğutma Tesir Katsayısı (STK);

$$STK = \frac{q_{buh}}{q_{kay}} = \frac{2364,65}{2880,38} = 0,82$$

Isıtma Tesir Katsayısı (ITK);

$$ITK = \frac{q_{abs} + q_{yoğ}}{q_{kay}} = \frac{2880,33 + 2508,55}{2880,38} = 1,87$$

Şeklinde bulunur. Soğutucu akışkan(H₂O) debisi;

$$m_{soğ} = m_1 = \frac{23}{2364,65} = 0,00972 \text{ kg/s}$$

Yoğuşturucu ısı yükü;

$$Q_{yoğ} = m_1.q_{yoğ} = (0,00972).2508,55 = -24,39 \text{ KW}$$

Kaynatıcı ısı yükü;

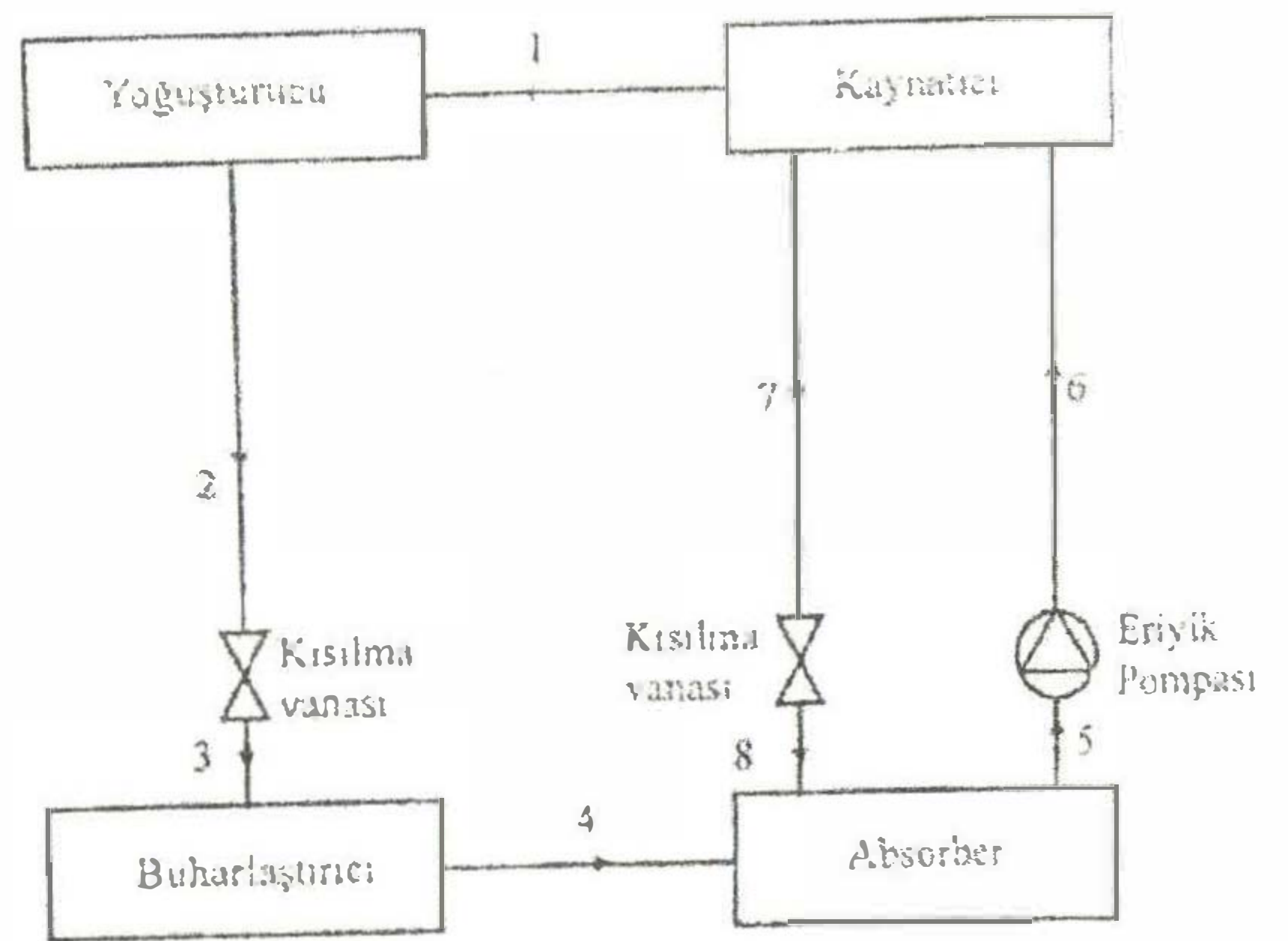
$$Q_{kay} = m_1.q_{kay} = (0,00972).2880,38 = 27,99 \text{ KW}$$

Yutucu ısı yükü;

$$Q_{abs} = m_1.q_{abs} = (0,00972).2880,33 = 27,99 \text{ KW}$$

olarak bulunur.

Eğer aynı sistemden, eriyik eşanjörü ve soğutma devresi eşanjörü çıkartılarak soğutma tesir katsayısı (STK) hesaplanırsa; 23 KW'lık soğutma yükü, 7°C soğutma yapılmak isteniyor. Yoğuşma sıcaklığı 40°C, kaynatıcıdan çıkış sıcaklığı 100°C olarak alınıyor



Şekil 5. Eşanjörsüz Absorpsiyonlu Soğutma Makinası

$$T_{buh} = 7^\circ\text{C} \text{ için su buharı doyma basıncı}$$

$$P_d = 1,0035 \text{ kPa}$$

$$T_{yoğ} = 40^\circ\text{C} \text{ için su buharı doyma basıncı}$$

$$P_d = 7,375 \text{ kPa}$$

$$T_{kay} = T_1 = 100^\circ\text{C}$$
$$P_1 = 7,375 \text{ kPa}$$

$$h_1 = 2676 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = 40^\circ\text{C}$$
$$X_2 = 0,0$$

$$h_2 = 167,45 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = 7^\circ\text{C}$$
$$X_4 = 1,0$$

$$h_4 = 2514,4 \text{ kJ/kg}$$

$$T_5 = 40^\circ\text{C}$$
$$X_5 = 0,55$$

$$h_5 = 93,61 \text{ kJ/kg}$$

$$T_7 = 100^\circ\text{C}$$
$$X_7 = 0,66$$

$$h_7 = 256 \text{ kJ/kg}$$

Dolaşım Oranı;

$$f = \frac{X_f}{X_z - X_f} = \frac{0,55}{0,66 - 0,55} = 5$$

$$q_{kay} = f \cdot h_7 + h_1 - (f+1) \cdot h_6 = 5 \cdot (256) + 2676 - (5+1) \cdot 93,61$$

$$q_{kay} = 3394,34 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{yoğ} = h_2 - h_1 = 167,45 - 2676 = -2508,55 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{buh} = h_4 - h_3 = 2514,4 - 167,45 = 2346,95 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{abs} = (f+1) \cdot h_5 - h_4 - f \cdot h_8 = (5+1) \cdot 93,61 - 2514,4 - 5 \cdot (256)$$

$$q_{abs} = -3232,74 \text{ kJ/kg}$$

Soğutma Tesir Katsayısı;

$$STK = \frac{q_{buh}}{q_{kay}} = \frac{2346,95}{3394,34} = 0,691$$

$$ITK = \frac{q_{abs} + q_{yoğ}}{q_{kay}} = \frac{3232,74 + 2508,55}{3394,34} = 1,691$$

$$Q_{buh} = 23 \text{ KW}$$

$$m_{soğ} = m_1 = \frac{23}{2346,95} = 0,00979 \text{ kg/s}$$

$$Q_{yoğ} = m_1 \cdot q_{yoğ} = (0,00979) \cdot 2508,55 = -24,56 \text{ KW}$$

$$Q_{kay} = m_1 \cdot q_{kay} = (0,00979) \cdot 3394,34 = 33,23 \text{ KW}$$

$$Q_{abs} = m_1 \cdot q_{abs} = (0,00979) \cdot 3232,74 = 31,65 \text{ KW}$$

III. BİR VİLLANIN DOĞAL GAZLA ÇALIŞAN ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ İLE KLASİK SİSTEME GÖRE ÇALIŞAN SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN İLK YATIRIM VE İŞLETME GİDERLERİNE GÖRE KARŞILAŞTIRILMASI

Bir villa için 2 farklı soğutma yöntemi ile hem soğutma hem de ısıtma yapan cihazlar seçilerek karşılaştırılmaları yapılmıştır. Buhar sıkıştırımlı (heat pump)'lı cihaz olarak clivet marka su soğutma grubu, Absorpsiyonlu soğutma olarak ise Broad marka Doğalgazlı Absorpsiyon makinası seçilmiştir.

BCT -23 BROAD Doğalgazlı Absorpsiyon Makinası

Soğutma Tüketim Yüğü Yakıt Fiyatı Hesabı

1 günde ortalama 8 saat kullanıldığında,

$$2,2 \cdot 8 = 17,6 \text{ m}^3/\text{h (gaz)} \quad 327757 \cdot 17,6 = 5768523 \text{ TL/gün}$$

$$1,45 \cdot 8 = 11,6 \text{ kw (elektrik)} \quad 142237 \cdot 11,6 = 1649949 \text{ TL/gün}$$

$$\text{TOPLAM} = 7418472 \text{ TL/gün}$$

$$1 \text{ aylık yakıt fiyatı} : 30 \cdot 7418472 = 222554160 \text{ TL/ay}$$

Yaz dönemi boyunca 3 aylık kullanımda;

$$222554160 \cdot 3 = 667662480 \text{ TL/dönem}$$

Isıtma Tüketim Yüğü Yakıt Fiyatı Hesabı

1 günde ortalama 8 saat kullanıldığında,

$$2,6 \cdot 8 = 20,8 \text{ m}^3/\text{h (gaz)} \quad 327757 \cdot 20,8 = 6817345 \text{ TL/gün}$$

$$0,68 \cdot 8 = 5,44 \text{ kw (elektrik)} \quad 142237 \cdot 5,44 = 773769 \text{ TL/gün}$$

$$\text{TOPLAM} = 7591114 \text{ TL/gün}$$

$$1 \text{ aylık yakıt fiyatı} : 30 \cdot 7591114 = 227733420 \text{ TL/ay}$$

Kış dönemi boyunca 4 aylık kullanımda;

$$227733420 \cdot 4 = 910933680 \text{ TL/dönem}$$

1 senelik toplam yakıt fiyatı

$$667662480 + 910933680 = 1578596160 \text{ TL/YIL}$$

CLIVET marka Su Soğutma Grubu (Heat Pump) :

WSAN-101

Soğutma kapasitesi :	27 KW
Tüketim :	8,6 kw
Isıtma Kapasitesi :	24,3 kw
Tüketim :	8,1 kw
Kompresor Tipi :	SCROLL
Kompresor Adeti :	1 adet
Soğutucu Akışkan :	R22
Soğutucu Devresi :	1 adet
Ses Mertebesi : (1 METREDE)	55 db(A)
Çalışma Ağırlığı :	275 kg
Cihaz Ebatı :	
Uzunluk :	1530 mm
Genişlik :	678 mm
Yükseklik :	1400 mm

Fiyat : 9200 EURO +KDV =10856 EURO
1 EURO = 1560000 TL

$$10856*1560000 = 16935360000 \text{ TL} \quad [5]$$

**BROAD marka Villa tipi Doğalgazlı Absorpsiyon
Makinası :**
BCT-23

Soğutma Kapasitesi :	23 kw
Gaz Tüketim :	2,2 m ³ /h
Elektrik Tüketim :	1,45 kw
Isıtma Kapasitesi :	23 kw
Gaz Tüketim :	2,6 m ³ /h
Elektrik Tüketim :	0,68 kw
Sıcak Su Kapasitesi :	7,7 kw
Gaz Tüketim :	0,9 m ³ /h
Elektrik Tüketim :	0,14 kw
Soğutucu Akışkan :	LiBr -H ₂ O
Çalışma Ağırlığı :	450 kg
Cihaz Ebatı :	
Uzunluk :	1250 mm
Genişlik :	760 mm
Yükseklik :	1900 mm

Fiyat : 19300 EURO + KDV = 22774 EURO

22774*1560000 = 35527440000 TL [6]
BROAD marka Absorpsiyon Makinası ve CLIVET
marka CHILLER (heat pump) fiyat farkı;

$$35527440000 - 16935360000 = 18592080000 \text{ TL}$$

YAKIT FİYATLARI [7]

kcal	Isıl Değeri (kcal/m ³)	Birim Fiyat (TL/m ³)	OrtalamaV. (%)	TL/1000
Doğalgaz Konut (İstanbul)	8250	327757	%91	43657
Elektrik 150 kw'a kadar Konut (İstanbul)	860	142237	%99	167062
Elektrik 150 kw'ın üstü Konut (İstanbul)	860	213355	%99	250593

WSAN-101CLIVET Su Soğutma Grubu(Heat Pump)

Soğutma Tüketim Yüğü Yakıt Fiyatı Hesabı

1 günde ortalama 8 saat kullanıldığında,

$$8,6*8=68,8\text{kw}(\text{elektrik})142237*68,8 = 9785905 \text{ TL/gün}$$

1 AYLIK TÜKETİM

$$68,8*30 = 2064 \text{ KW}$$

$$142237*150 = 21335550$$

$$213355*1914 = 408361470$$

1 aylık yakıt fiyatı :

$$21335550 + 408361470 = 429697020 \text{ TL/ay}$$

Yaz dönemi boyunca 3 aylık kullanımda;

$$429697020*3 = 1289091060 \text{ TL/dönem}$$

Isıtma Tüketim Yüğü Yakıt Fiyatı Hesabı

1 günde ortalama 8 saat kullanıldığında,

$$8,1*8=64,8\text{kw}(\text{elektrik})142237*64,8 = 9216957 \text{ TL/gün}$$

1 AYLIK TÜKETİM

$$64,8*30 = 1944 \text{ KW}$$

$$142237*150 = 21335550$$
$$213355*1794 = 382758870$$

1 aylık yakıt fiyatı :

$$21335550 + 382758870 = 404094420 \text{ TL/ay}$$

Kış dönemi boyunca 4 aylık kullanımda;

$$404094420*4 = 1616377680 \text{ TL/dönem}$$

1 senelik toplam yakıt fiyatı

$$1289091060 + 1616377680 = 2905468740 \text{ TL/YIL}$$

BROAD marka Doğalgazlı Absorpsiyon Makinası ve
CLIVET marka CHILLER (heat pump)

Yakıt Tüketim Fiyat Farkı :

$$2905468740 - 1578596160 = 1326872580 \text{ TL}$$

Amortisman Süresi = Cihaz İlk Yatırım Fiyat Farkı/Cihaz
Tüketim Fiyat Farkı

$$= 18592080000 / 1326872580 \quad 14 \text{ (sene)}$$

IV.SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRMELER

Sistemin performansına en fazla etkisi eriyik eşanjörünün olduğu ve sistemin performansı, kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarıyla artarken yoğunlaştırıcı ve absorber sıcaklıklarıyla azaldığı görülmüştür. LiBr-H₂O eriyiği ile çalışan absorpsiyon makinasının, eriyik eşanjörü ve soğutma devresi eşanjörü ile çalışırken ki soğutma tesir katsayısı değeri 0,82 olarak hesaplanmış, eriyik devresi ve soğutma devresi eşanjörü çıkartılarak hesaplandığında da soğutma tesir katsayısı 0,69 olarak bulunmuştur. Absorpsiyonlu soğutucu sistemlerin verimli çalışmasını sağlamak için iş yapan sıvının seçimine ve elemanlarının dizayn parametrelerinin seçimine dikkat etmek gerekir. 0°C üzerinde LiBr-H₂O eriyiği kullanan sistem NH₃-H₂O eriyiği kullanan sisteme göre daha verimli çalışır. Ancak, LiBr-H₂O'lu sistem NH₃-H₂O'lu sisteme göre daha çok dizayn problemlerine sahiptir

23 KW'lık soğuma yüküne sahip absorpsiyon makinasıyla klasik sistem soğutmanın yapıldığı makinanın ilk yatırım ve işletme giderlerine göre karşılaştırılması sonucu; küçük kapasiteli yüklerde avantajlı olmadığı ortaya çıkmıştır. Amorti süresi 14 yıl olarak bulunmuştur. İlk yatırım açısından absorpsiyon cihazının fiyatı çok yüksek kalmıştır. Fakat işletme gideri olarak avantajlıdır.

KAYNAKLAR

- [1] YAMANKARADENİZ R., "Soğutma Tekniği ve Uygulamaları" Uludağ Üniversitesi, Bursa 2002, s;247-283
- [2] YİĞİT Abdulvahap, "Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu" Doktora Tezi, İTÜ, Ocak 1990
- [3] AYBER Refah, " Soğutma Tekniği Ders Notları" s;118-144, İTÜ 1983
- [4] HEROLD Keith, RODERMACHER Reinhard, "Absorption Chillers and Heat Pumps" 1996
- [5] www.broad.com
- [6] www.clivet.com
- [7] İMAN Halim," Doğal Gazı 12 Ay Kullanılım" Tesilat Dergisi, s;200-205 Nisan 2002