

## ÇİFT ETKİLİ LiBr-H<sub>2</sub>O AKIŞKANLI ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNDE TERMODİNAMİKSEL BÜYÜKLÜKLERİN SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİ

Hv.Müh.Yzb.Cafer  
SOLUM\*

Hava Harp Okulu Dekanlığı,  
Havacılık ve Uzay Müh.Böl.  
c.solum@hho.edu.tr

Yrd.Doç.Dr.Hv.Müh.Bnb.  
İbrahim KOÇ

Hava Harp Okulu Dekanlığı,  
Havacılık ve Uzay Müh.Böl.  
i.koc@hho.edu.tr

Hv.Müh.Yb.Yılmaz  
ALTUNTAŞ

Hava Harp Okulu Dekanlığı,  
Havacılık ve Uzay Müh.Böl.  
y.altuntas@hho.edu.tr

*Geliş Tarihi: 01 Kasım 2010, Kabul Tarihi: 13 Ocak 2011*

### ÖZET

*Bu çalışmada, LiBr-su akışkan çiftiyle çalışan bir çift etkili absorpsiyon soğutma sisteminin termodinamiksel büyüklüklerinin sistem performansına etkileri incelenmiştir. Sistem elemanlarının sıcaklık ve basınçları değiştirilerek, sistemin COP'si ölçülmüştür. Çalışmada, EES adlı bir mühendislik programı kullanılmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki çift etkili böyle bir absorpsiyon soğutma sisteminde basınç ve sıcaklıklar son derece hassas düzenlemeler gerektirmektedir. Bu nedenle fazla bir çalışma aralığı bulunmamaktadır. Genelde tek etkili absorpsiyon soğutma sistemlerinde, sistem performansı 1'in üzerine çıkamaz. Bu sistemde ise, COP'nin 1'in üzerine çıktığı görülmüştür.*

**Anahtar Kelimeler:** *Absorpsiyon soğutma sistemi, LiBr-su akışkanlı çift etkili absorpsiyon soğutma sistemi, absorpsiyon soğutma sisteminin performansı.*

### DOUBLE EFFECT ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM WITH LiBr-H<sub>2</sub>O FLUID THERMODYNAMIC FIGURES ON THE EFFECTS OF SYSTEM PERFORMANCE

### ABSTRACT

*In this study, effect of thermodynamic quantities of any double-effect absorption system operating by means of double fluid, LiBr-water on system performance, were examined. COP of the system was measured by changing temperatures and pressures of system parts. In this work, an engineering program which name is EES was used. The results revealed that pressures and temperatures in such a double-effect absorption system were required rather sensitive/exact setups. For this reason, operating range isn't too wide. The system performance often cannot exceed 1 on a single-effect absorption cooling system. The performance of this system was seen to go over one.*

**Key Words:** *Absorption cooling system, double-effect absorption cooling system with LiBr-water, performance of coefficient for absorption cooling system.*

### 1. GİRİŞ

Soğutma için ısı enerjisinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemleri 1850'li yıllarda bulunmasına rağmen önemsenmemiş fakat günümüzde tekrar önem kazanmaya başlamıştır. Bunun nedeni yüksek maliyetli enerjilerdir. Özellikle elektrik enerjisinin pahalı olması araştırmacıları absorpsiyonlu sistemlere yönlendirmiştir.

Dünya nüfusunun artması çeşitli sorunlarla birlikte enerji ihtiyacının karşılanması problemini de gündeme getirmiştir. Günümüzde, sanayileşme ve kalkınmanın en önemli girdileri arasında yer alan enerji, bütün dünya ülkelerinde olduğu gibi ülkemizde de önemini ve güncelliğini sürdürmektedir. Teknolojik gelişmeler sonucu enerji gereksinimi hızla artmış ve buna bağlı olarak da petrol bazlı yakıtlar doğal gaz, kömür

\* Sorumlu Yazar

rezervleri gibi birincil enerji kaynakları da hızla azalmıştır. Ülkemiz enerji kaynakları açısından zengin bir ülke değildir ve bu kaynaklar yıllık birincil enerji ihtiyacının karşılanmasında yetersiz kalmaktadır.

Yukarıda bahsedildiği gibi enerji ihtiyacının artması, kaynakların yetersizliği, enerji maliyetinin yüksek oluşu ve elektrik kalitesinin düşük olması sonucunda, kojenerasyon uygulamaları gündeme gelmiştir. Özellikle tekstil, kağıt, kimya, gıda gibi hem kaliteli elektrik hem de ısı gereksinimi olan sektörler için bu uygulama daha karlı, daha zorunlu ve daha güncel olacağı düşünülmektedir.

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 absorpsiyonlu çevrimler geniş bir uygulama alanı ile cazip bir seçenek haline gelmiştir.

Absorpsiyon 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.

Enerjinin çok önemli olduğu günümüzde, absorpsiyonlu soğutma uygulamaları üzerine, birçok çalışma yapılmıştır. Soğutma ve ısıtma uygulamaları için lityum bromür-su(LiBr/H<sub>2</sub>O) absorpsiyon sistemi, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu esas alınarak analiz edilmiştir[1]. Yakıt ve elektrik kullanımı absorpsiyonlu soğutma sisteminde ekonomik çalışma için önemli olduğundan, absorpsiyonlu sistemin optimal kontrolü, sinir ağları (neural network) ve genetik algoritma kullanılarak gösterilmiştir[2]. Güneş ve doğal gaz enerjisi ile çalışan çift etkili sistemin analizi yapılmıştır ve COP değerinin 1,31 den 1,07'ye düştüğü gözlemlenmiştir[3]. Yarım, tek, çift ve üç etkili soğutma sisteminde exergy analizi yapılmış ve COP etkileri gözlemlenmiştir. COP değerinin üç etkili soğutmada 2,3 değerine kadar çıktığı görülmüştür[4]. Tek, çift ve üç etkili soğutma sisteminin analizi Gomri tarafından yapılmıştır[5]. Çalışmasında, COP değerlerinin jeneratör sıcaklıklarına göre değişimi incelenmiş ve en yüksek COP değerinin 3 etkilide ve uygun jeneratör sıcaklığında olduğu gözlemlenmiştir. Bu çalışmada daha önce çalışılmayan, EES adlı mühendislik programı yardımıyla çift etkili LiBr-su akışkanlı sistem, bilgisayar ortamında simüle edilerek sistemin termodinamiksel büyüklüklerin sistem performansı üzerine etkileri incelenmiştir.

## 2. ÇİFT ETKİLİ LiBr-H<sub>2</sub>O AKIŞKANLI ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

Bu çalışmanın asıl amacı olan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performans iyileştirme yöntemlerinden biri olan çift etkili sistem incelenecektir. Genel olarak basit absorpsiyon soğutma sistemlerinde COP düşük değerlerde (1'in altında) kalır. Fakat bu tür sistemlerle COP'de kayda değer iyileşmeler sağlanmaktadır.

Çift etkili sistemlerde iki adet jeneratör kullanımı ile soğutma gücü artırılarak COP iyileşmesi sağlanır. Fakat bu tür sistemler basit sistemlere göre daha karmaşık ve düzgün olarak çalıştırılması daha zordur. Her bir eleman için hassas basınç ve sıcaklık ayarı gerekir. Aksi halde sistemdeki soğutucu ve absorber akışkanlarının kimyasal özelliklerinden dolayı sorunlar oluşacaktır. Lityum bromür-su akışkan çifti için bu durum, kristalleşme ve suyun donması şeklinde kendini gösterir.

Sistemde evaporatör, kondenser, absorber, iki jeneratör ve iki adet ısı değiştirgeci vardır. Sistem elemanları üç farklı basınç kategorisinde çalışmaktadırlar: Yüksek basınç, orta basınç ve düşük basınç.

Birinci jeneratör yüksek basınçta, ikinci jeneratör ve kondenser orta basınçta, evaporatör ve absorber ise düşük basınçta çalışır. Birinci jeneratördeki yüksek basınç bir pompa vasıtasıyla sağlanmaktadır. İkinci jeneratör ve kondenser orta basıncı iki adet basınç düşürücü vana ile sağlanır. Absorberdeki düşük basınç bir basınç düşürücü vana ile, evaporatör düşük basıncı ise bir kısılma vanası ile elde edilir.

Çift etkili LiBr-su akışkanlı absorpsiyon soğutma sistemi Şekil 1'de verilmiştir. Sistem LiBr-su akışkan çiftini kullanmaktadır. Jeneratör ısı kaynağı, sürekliliği olan bir atık buhardır. Kondenser ve absorber sulu soğutmalı olup, ayrıca soğutma kulesi kullanılmaktadır.

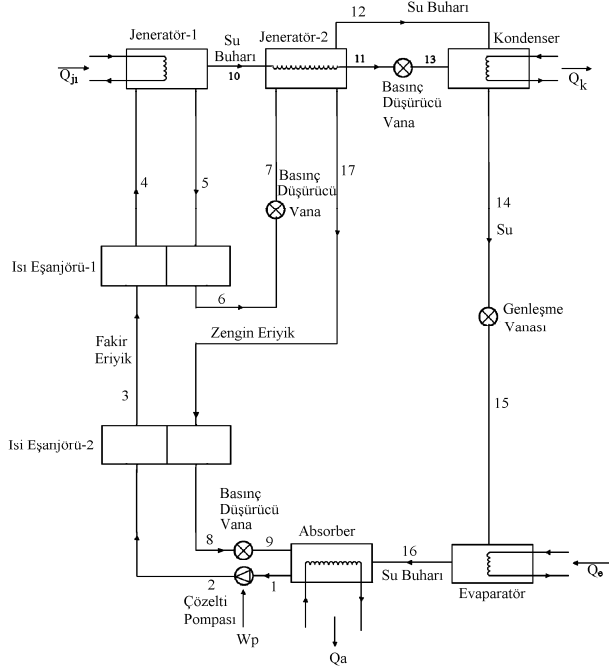
Böyle bir çift etkili LiBr-su akışkan çiftini kullanan absorpsiyon soğutma sistemi hassas basınç ve sıcaklık ayarı gerektirmektedir. İyi tayin edilememiş, herhangi bir komponentteki basınç veya sıcaklık, sistemde çalışma sorunlarına yol açabilmektedir. Çünkü, basınç ve sıcaklığa bağlı olarak LiBr-su çözeltisinin kristalleşme eğilimi vardır. Ayrıca, su 0 °C'nin altında donmaktadır.

Bu sistemde LiBr-su akışkan çiftinden LiBr absorber, su ise soğutucu olarak kullanılmaktadır. Absorberden çıkan LiBr-su çözeltisi sırasıyla ikinci ısı eşanjörü, birinci ısı eşanjörü, birinci jeneratör, birinci ısı eşanjörü, ikinci jeneratör, ikinci ısı eşanjörünü dolaştıktan sonra tekrar absorbere girer. Birinci jeneratörde buharlaşan su, ikinci jeneratörden geçerek kondensere girer. İkinci jeneratörde ayrılan su kondensere girerek diğer su buharıyla birleşir.

Çift Etkili LiBr-H<sub>2</sub>O Akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Termodinamiksel Büyüklüklerin Sistem Performansına Etkileri

Kondenserden çıkan su evaporatörden geçerek absorbere girer ve burada çözelti tarafından absorbe edilir. Çevrim bu şekilde devam eder.

Temel çalışma sıcaklıkları; birinci ve ikinci jeneratör, kondenser, evaporatör, absorber sıcaklıklarıdır. Temel çalışma basınçları; birinci jeneratördeki yüksek basınç, ikinci jeneratör ve kondenserdeki orta basınç, evaporatör ve absorberdeki düşük basınçlardır.



Şekil 1. Çift etkili LiBr-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi akış şeması.

Termodinamiğin birinci kanunundan yola çıkarak, sistem elemanlarının ısı kütle miktarları, ısı ve kütle korunumu ilkesinden bulunur. Aşağıda verilmiş olan denklemler oluşturulurken farklı kaynaklardan yararlanılmıştır [6-11].

Birinci jeneratöre giren kütle miktarı;

$$m_s = m_r \left( \frac{x_{17}}{x_{17} - x_1} \right) \quad (1)$$

Birinci jeneratörden çıkan su buharı kütlesi;

$$m_{s1} = m_{r1} \left( \frac{x_5}{x_5 - x_1} \right) \quad (2)$$

Birinci jeneratörden çıkan su buharı kütlesini bulmak için, (1) ve (2) no'lu denklemler düzenlenirse:

$$m_{r1} = m_r \left( \frac{x_{17}}{x_{17} - x_1} \right) \left( \frac{x_5 - x_1}{x_5} \right) \quad (3)$$

Birinci jeneratörden çıkan çözelti kütlesi;

$$m_{s1} = m_{r1} \left( \frac{x_1}{x_5 - x_1} \right) \quad (4)$$

İkinci jeneratörden çıkan su buharı kütlesi;

$$m_{r2} = m_{r1} \left( \frac{x_1}{x_5 - x_1} \right) \left( \frac{x_{17} - x_5}{x_{17}} \right) \quad (5)$$

İkinci jeneratörden çıkan çözelti kütlesi;

$$m_{s2} = m_{r2} \left( \frac{x_5}{x_{17} - x_5} \right) \quad (6)$$

Evaporatör soğutma kapasitesi;

$$Q_e = m_r (h_{16} - h_{15}) \quad (7)$$

Pompa gücü;

$$\Delta H_p = v_1 (p_{j1} - p_1) \quad (8)$$

$$W_p = m_s \cdot \Delta H_p \quad (9)$$

Birinci jeneratör ısı kapasitesi;

$$Q_{j1} = m_{s1} \cdot h_5 + m_{r1} \cdot h_{10} - m_s \cdot h_4 \quad (10)$$

İkinci jeneratör ısı kapasitesi;

$$Q_{j2} = m_{s2} \cdot h_{17} + m_{r2} \cdot h_{12} - m_{s1} \cdot h_7 \quad (11)$$

Kondenser ısı dengesi;

$$Q_k = m_{r1} \cdot (h_{13} - h_{14}) + m_{r2} \cdot (h_{12} - h_{14}) \quad (12)$$

Absorber ısı dengesi;

$$Q_a = m_{s2} \cdot h_9 + m_r \cdot h_{16} - m_s \cdot h_1 \quad (13)$$

Soğutma sistemlerinin performansını gösteren COP değeri harcanan birim iş başına yapılan soğutma miktarı olup;

$$COP = \frac{Q_e}{Q_{j1} + W_p} \quad (14)$$

şeklinde tanımlanır. Burada pompa işi ( $W_p$ ) küçük değerde olduğu için ihmal edilebilir. Eğer evaporatör, kondenser, absorber ve jeneratör sıcaklıkları bilinirse yukarıda verilen denklemler yardımıyla sistemlerin performans eğrileri elde edilir.

Sistemin termodinamik analizinde yapılan kabuller aşağıda verilmiştir.

- Sistem sürekli rejim şartlarında çalışmaktadır.
- Jeneratör çıkışındaki su buharı, kızgın buhar

olup, sıcaklığı jeneratör sıcaklığına yakındır.

- Kondenserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında sudur ve kondenser sıcaklığındadır. ( $x = 0$ )
- Evaporatörden çıkan soğutucu su buharı, doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır. ( $x = 1$ )
- Absorberden çıkan eriyik, absorber basıncı ve sıcaklığında olup denge halindedir.
- Jeneratörden çıkan eriyik, jeneratör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
- Sistemde bütün basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Sistemin çevreyle olan ısı etkileşimi ihmal edilmiştir.
- Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.
- Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için, denge halindeki entalpi ile dengesiz haldeki entalpi eşit alınmıştır.

Referans noktalarındaki sıcaklık, basınç, LiBr kütle derişim konsantrasyonu, kütle ve entalpi değerleri tablo 1’de verilmiştir. Verilen değerler ideale yakın seçilmiş yani, kısmen optimizasyon yapılmış değerlerdir. Sistemde 1 kg/s soğutucu akışkan (su) sabit olarak dolaştığı kabul edilmiştir. Birinci ısı eşanjörü verimi,  $E_1 = 0,7$ ; ikinci ısı eşanjörü verimi,  $E_2 = 0,8$  alınmıştır. Bu verilerden sonra hesaplamalar yapılarak, tablo 2’deki sistem elemanlarının ısı kapasiteleri bulunur.

Yukarıdaki hesaplamalardan sonra denklem (14)’den sistemin soğutma performans katsayısı (COP) bulunabilir. Pompa gücü ( $W_p$ ) çok küçük değerde olduğundan ihmal edilebilir.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_{ji} + W_p} \cong \frac{Q_e}{Q_{ji}}$$

$$COP = \frac{2363}{1856} = 1.271$$

Burada görüldüğü gibi, COP değeri 1’in üzerinde bir değerdir. Bu değer sistemde çift jeneratör kullanılmakla elde edilmiştir.

**Tablo 1.** Referans noktalarındaki sıcaklık, basınç, kütle, çözelti derişiklik oranı ve entalpi değerleri.

Referans Noktaları	T (°C)	P (kPa)	X (%)	M (kg/s)	H (kJ/kg)
1	40	0,8726	58,3	9,391	107,1
2	40	76	58,3	9,391	107,2
3	85,5	76	58,3	9,391	196,5
4	125,5	76	58,3	9,391	276,2
5	150	76	61,95	8,838	333,0
6	104,9	76	61,95	8,838	248,2
7	103,5	13	61,95	8,838	248,2
8	54	13	65,25	8,391	172,4
9	54	0,8726	65,25	8,391	172,4
10	140	76	0	0,5524	2734
11	92,11	13	0	0,5524	397,3
12	103	13	0	0,4476	2680
13	51,02	13	0	0,5524	397,3
14	35	13	0	1	146,6
15	5,008	0,8726	0	1	146,6
16	5	0,8726	0	1	2510
17	110	13	65,25	8,391	272,3

**Tablo 2.** Çevrimdeki her bir elemanın birim soğutucu kütlesi için kapasiteleri.

Çevrim Elemanları	Kapasite ( kJ/s )
Birinci Jeneratör ( $Q_{j1}$ )	1859
İkinci Jeneratör ( $Q_{j2}$ )	1291
Evaporatör ( $Q_e$ )	2363
Kondenser ( $Q_k$ )	1272,4
Absorber ( $Q_a$ )	2950,8
Pompa Gücü ( $W_p$ )	0,428

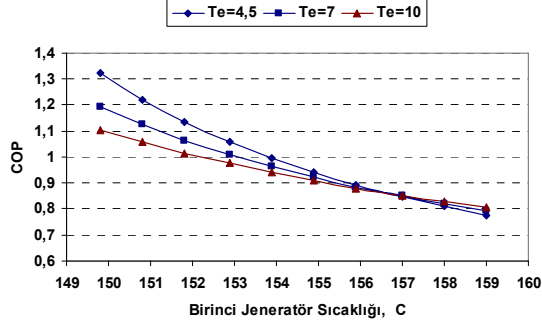
### 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Şekil 1’de akış şeması verilen lityum bromür-su akışkan çiftini kullanan çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin, soğutma performans katsayısının incelenmesi için termodinamik analiz kısmında verilen ifadelerden yararlanarak, temel enerji ve kütle dengesi denklemleri bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Burada EES adlı bir mühendislik programı kullanılmıştır. Çevrimin simülasyonu oluşturularak, farklı jeneratör, evaporatör, kondenser, absorber sıcaklıkları, jeneratör basınçları ve ısı eşanjör verimlerinde sistemin COP’si incelenmiştir. Sonuçlar grafiklerle detaylı analiz edilmiştir.

EES adlı mühendislik programıyla bilgisayar ortamında sistemin simülasyonu oluşturulduktan sonra, COP incelemesi esnasında sistem elemanlarının basınç ve sıcaklıkları hatta ısı eşanjörü verimleri dahi belirli sınır değerler arasında kaldığı gözlenmiştir. Bu da şunu göstermiştir ki, bu tür sistemler ne kadar kompleks olursa, referans noktalarındaki değerler o oranda hassaslaşmaktadır. Limitler dışına çıkıldığında sistemde sorunlar oluşmaya başlamaktadır. Lityum

bromür-su akışkan çiftinin özelliklerinden dolayı kristalleşme veya donma görülmüştür.

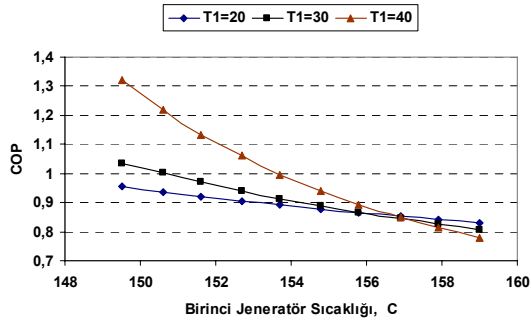
Şekil 2’de, COP’nin evaporatör sıcaklığının farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. Evaporatörün verilen sıcaklık değerinde, birinci jeneratör sıcaklığı arttıkça COP değeri azalmaktadır. Evaporatör sıcaklığının 4.5 °C deki değeri en iyi COP değerini sergilemektedir. Jeneratör sıcaklığının 157 °C’inden sonra, evaporatör sıcaklıklarından 7 ve 10 °C daha iyi bir COP değeri sağlarlar.



Şekil 2. COP’nin evaporatör sıcaklığının farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.

Absorber sıcaklığının farklı değerlerinde COP’nin birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi Şekil 3’de verilmiştir. Absorberin her sıcaklık değerinde, jeneratör sıcaklığı arttıkça COP değeri azalmaktadır. Düşük jeneratör sıcaklığında, absorber sıcaklıkları sırasıyla 40, 30, ve 20 °C sıcaklıkları yüksekten düşüğe doğru bir COP değeri verirken, 157 °C’nin üzerindeki jeneratör sıcaklığında, durum tam tersi olmaktadır.

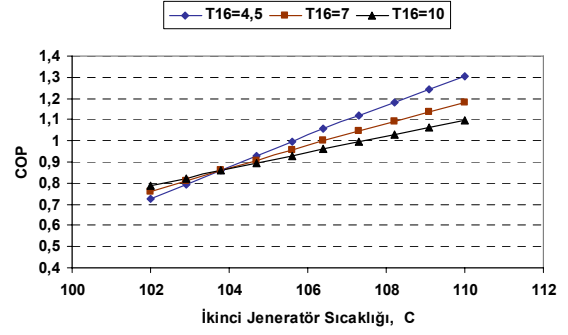
Şekil 4, farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP’nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimini göstermektedir. Jeneratör sıcaklığının artışıyla, her bir evaporatör sıcaklıklarında COP değerinde hızlı bir artış gözlenmektedir. Başlangıçta düşük jeneratör sıcaklığında, evaporatör sıcaklıklarından büyükten küçüğe doğru daha iyi COP değeri verirken, 103.5 °C’nin üzerindeki jeneratör sıcaklıklarında durum tam tersi olmakta ve 4.5 °C evaporatör sıcaklığı en iyi COP değerini vermektedir.



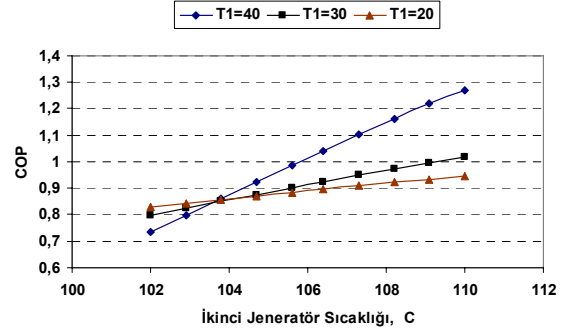
Şekil 3. COP’nin absorber sıcaklığının farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.

Şekil 5’de, farklı absorber sıcaklıklarında, COP’nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. Her bir absorber sıcaklığı için, jeneratör sıcaklığı arttıkça COP değeri de artmaktadır. Bu artışlar doğrusal ve 40 °C absorber sıcaklığında daha hızlı olmaktadır. Başlangıçta düşük ikinci jeneratör sıcaklıklarında, sırasıyla 20, 30, 40 °C absorber sıcaklıkları büyükten küçüğe doğru COP değeri verirken, 103.8 °C jeneratör sıcaklığının üzerindeki değerlerinde tam tersi bir durum oluşmaktadır.

Farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP’nin birinci jeneratör basıncına göre değişimi Şekil 6’da verilmiştir. Evaporatör sıcaklık değerlerine göre COP değişimi; jeneratör basıncı arttıkça COP değeri eğrisel şekilde artmaktadır. Başlangıçta evaporatör sıcaklıkları yakın COP değeri verirken, daha sonra aradaki fark gittikçe artmaktadır. Düşük evaporatör sıcaklığı yüksek jeneratör basınçlarında daha iyi COP değeri vermektedir.



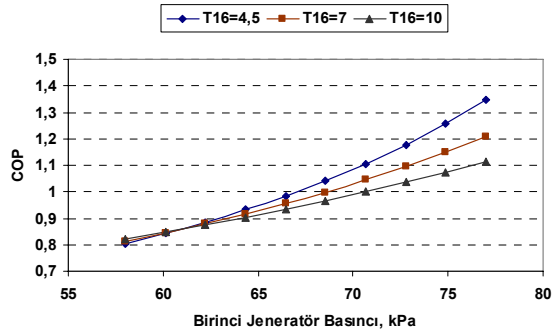
Şekil 4. Farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP’nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.



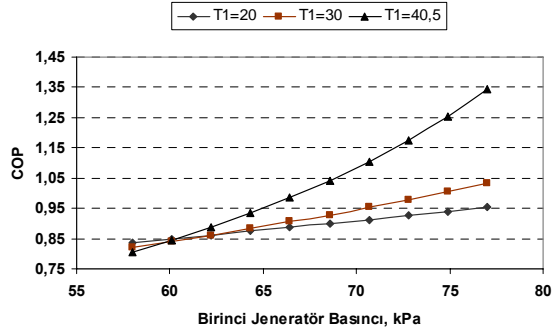
Şekil 5. Farklı absorber sıcaklıklarında, COP’nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.

COP’nin, farklı absorber sıcaklıklarında birinci jeneratör basıncına göre değişimi Şekil 7’de verilmiştir. Basınç arttıkça absorber sıcaklıklarının her biri için COP değeri de artmaktadır. Düşük jeneratör basıncında, absorber sıcaklıklarının küçük değeri daha iyi COP değeri verirken bu durum 60.5 kPa basıncından sonraki değerlerde tam tersi bir durum söz konusudur.

## Çift Etkili LiBr-H<sub>2</sub>O Akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Termodinamiksel Büyüklüklerin Sistem Performansına Etkileri

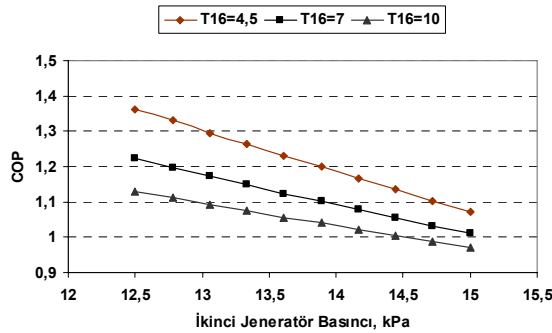


Şekil 6. Farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP'nin birinci jeneratör basıncına göre değişimi.



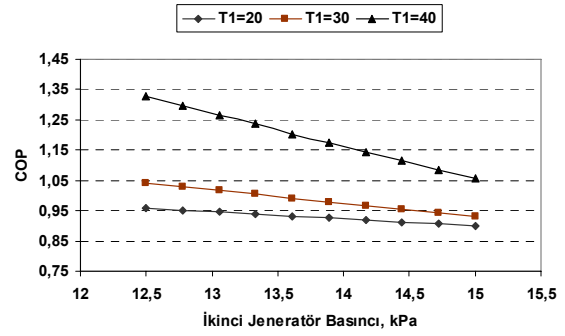
Şekil 7. Farklı absorber sıcaklıklarında, COP'nin birinci jeneratör basıncına göre değişimi.

Evaporatör sıcaklıklarının farklı değerlerinde, COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimi Şekil 8'de verilmiştir. Burada farklı evaporatör sıcaklıklarında ikinci jeneratör basıncı arttıkça COP değeri azalmaktadır. Evaporatörün düşük sıcaklıkları daha iyi COP değeri verdiği gözlenmektedir.



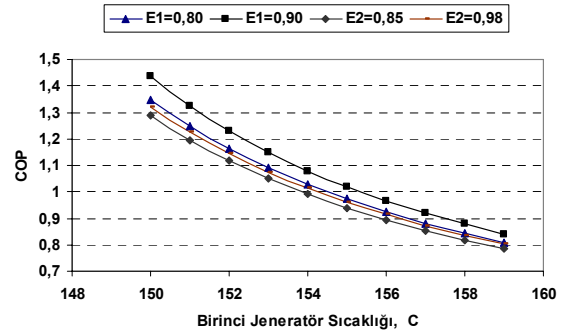
Şekil 8. Farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimi.

Şekil 9, farklı absorber sıcaklıklarında COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimini vermektedir. İkinci jeneratör basıncı arttıkça, her bir absorber sıcaklığında COP değeri doğrusal olarak azalmaktadır. 40 °C'deki absorber sıcaklığı en iyi COP değeri sergilemektedir.



Şekil 9. COP'nin farklı absorber sıcaklıklarında ikinci jeneratör basıncı ile değişimi.

COP'nin, birinci ve ikinci ısı eşanjörlerinin farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi Şekil 10'da görülmektedir. Birinci ısı eşanjör verimlerinin COP üzerindeki etkisi birinci ısı eşanjör verimlerine göre daha iyidir. Her iki ısı eşanjör verimlerinde sıcaklık arttıkça COP değerinin düştüğü şekilde görülmektedir. COP'nin en yüksek değeri olan 1.436, birinci ısı eşanjörünün 0.90 verimde, birinci jeneratör sıcaklığı ise 150 °C olduğunda meydana gelir.



Şekil 10. COP'nin ısı eşanjörlerinin farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi.

## 4. SONUÇLAR

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin soğutma performansları (COP), kompresyonlu soğutma sistemlerine göre oldukça düşüktür. Basit absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde COP genelde 1'in üzerine çıkamaz. COP değerini yükseltmek için, değişik yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan biri de sistemde çift jeneratör kullanmaktır.

Bu çalışmada, çift etkili LiBr-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi, bilgisayar ortamında EES adlı bir mühendislik programıyla simüle edilip, sistem elemanlarının sıcaklık, basınç, verim gibi termodinamiksel büyüklükleri değiştirilerek sistemin COP'si incelenmiştir. Sistemin termodinamik özellikleri denklemler yardımıyla verilerek örnek bir COP hesaplaması yapılmıştır. COP incelemesinde alınan sonuçlar grafiklerle detaylı izah edilmiştir.

COP incelenmesinde göze çarpan en belirgin özellikler şunlardır: COP'nin 1'in üzerine çıkmasıyla değerinde net bir iyileşme görülürken, sistem elemanlarının basınç ve sıcaklıkları hassas ayarlar gerektirmektedir. Birinci jeneratör sıcaklığının artmasıyla COP değeri düşerken, basınç artışında tam tersi bir durum söz konusudur. İkinci jeneratör sıcaklığı artırıldığında COP değeri de artmakta fakat basınçta tam tersi bir durum olmaktadır. Kondenser ve evaporatör sıcaklıkları arttırıldığında COP düşmektedir. Absorber sıcaklığı arttırdığında COP'de artmaktadır. Birinci ve ikinci ısı eşanjör verimlerinin büyük olmasıyla COP değeri artmaktadır

## 5. SEMBOLLER

<b>Semboller</b>		<b>Alt İndisler</b>	
COP	Soğutma Performans Katsayısı	a	Absorber
E, e	Verim	e	Evaporatör
H, h	Entalpi [kJ/kg]	j	Jeneratör
$\Delta H_p$	Pompa entalpi farkı [kJ/kg]	k	Kondenser
LiBr	Lityum Bromür	p	Pompa
M, m	Kütle [kg]	r	Soğutucu
P, p	Basınç [kPa]	s	Solüsyon
Q	Isıtma veya soğutma yükü [kJ/s]		
T, t	Sıcaklık [°C]		
v	Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]		
X	Çözelti derişiklik oranı		
x	Kuruluk oranı		
W <sub>p</sub>	Pompa işi [kJ/s]		
$\Delta$	İki değer arası fark		

## 6. KAYNAKLAR

- [1] Lee, S.F., and Sherif, S.A., (2001), "Thermodynamic Analysis of A Lithium Bromide/Water Absorption System For Cooling and Heating Applications", *Int. J. Energy Reseach*, 25:1019-1031
- [2] Chow, T.T., Zhang, G.Q., Lin, Z. and Song, C.L., (2002), "Global Optimization of Absorption Chiller System by Genetic Algorithm and Neural Network", *Energy and Buildings*, 34:103-109.
- [3] Liu, Y. L., and Wang, R. Z., "Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr-H<sub>2</sub>O absorption system" *Renewable Energy*, Volume 29, Issue 10, August 2004, Pages 1677-1695..
- [4] Gebreslassie, B. H., Medrano, M and Boer, D., "Exergy analysis of multi-effect water-LiBr absorption systems: from half to triple effect" *Renewable Energy*, Volume 35, Issue 8, August 2010, Pages 1773-1782.
- [5] Gomri, R., "Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect

absorption cooling systems" *Energy Conversion and Management*, Volume 51, Issue 8, August 2010, Pages 1629-1636.

[6] ASHRAE Handbooks, (1981), Fundamentals Volume, *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*, Atlanta.

[7] Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., (1996), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill-Literatür, İstanbul.

[8] Genceli, O., (1996), Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri, Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınlar:2, İstanbul.

[9] Keçeciler, A., Acar, H.İ. ve Canbek A., (1997), "Jeotermal Enerji Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi-Bir Uygulama", Kongre-Teskon97, 12 Nisan 1997, Türkiye.

[10] Bruno, J.C., Miquel, J. ve Castells, F., (2000), "Optimization of Energy Plants Including Water/Lithium Bromide Absorption Chillers", *Int. J. Energy Res.*, 24:695-717.

[11] Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, R., (2003), "H<sub>2</sub>O-LiBr ve NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O Eriyiği Kullanan Tek Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması", *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5-2:73-87.

## ÖZGEÇMİŞLER

### Hv. Müh. Yzb. Cafer SOLUM

2001 – 2005 yılları arasında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimini tamamladı. 1997 – 2007 yılları arasında Kayseri 2.HİBM K.lığı, 2007 – 2008 yılında 2.EDE K.lığında görev yaptı. 2009 yılından itibaren Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde doktora eğitimine devam etmektedir. İHA motorları, Gaz Türbin Motorları, Isı Transferi ve Termodinamik Uygulamaları, Soğutma ve Klima uygulamaları konuları ile ilgilenmektedir. Halen yüzbaşı rütbesinde olup Hava Harp Okulu Dekanlığı, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü'nde öğretim elemanı olarak görev yapmaktadır.

### Yrdc.Doç.Dr.Hv.Müh.Bnb. İbrahim KOÇ

1991-1994 yılları arasında İTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimini tamamladı. 1993-2000 yılları arasında Kayseri 2.HİBM K.lığında görev yaptı. İTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde 1999-2006 yılları arasında doktora eğitimini tamamladı. 2008 yılında Yardımcı Doçent kadrosuna atandı. Gaz Türbin Motorları, Türbin Soğutma, Isı Transferi ve Termodinamik Uygulamaları konuları ile ilgilenmektedir. Halen Binbaşı rütbesinde olup Hava

Çift Etkili LiBr-H<sub>2</sub>O Akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Termodinamiksel Büyüklüklerin Sistem Performansına Etkileri

Harp Okulu Dekanlığı, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü'nde öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır.

**Hv.Müh.Yb. Yılmaz ALTUNTAŞ**

2003-2006 yılları arasında OGÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimini tamamladı. 1991-2007 yılları arasında Eskişehir 1.HİBM K.lığı ve Hava Lojistik K.lığında görev yaptı. Halen Yarbay rütbesinde olup Hava Harp Okulu Dekanlığında Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü'nde öğretim görevlisi olarak görev yapmaktadır.