

Üç-kademeli Bir Soğurmalı Soğutma Siteminde Kaynaticılara Bağlı Enerji ve Ekserji Analizi*

Kenan SAKA^a, İbrahim Halil YILMAZ^{**},^b, Taha Tuna GÖKSU^c

^a Uludağ Üniversitesi İklimlendirme ve Soğutma Teknolojisi Bölümü, Bursa, TÜRKİYE

^b Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Adana, TÜRKİYE

^c Muş Alparslan Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Muş, TÜRKİYE

MAKALE BİLGİSİ

Alınma: 20.02.2018
Kabul: 02.04.2018

Anahtar Kelimeler:

Lityum bromür,
Soğutma tesir
katsayısı, Üç-kademeli
soğurmalı soğutma

****Sorumlu Yazar:**

e-posta: iyilmaz@
adanabtu.edu.tr

*IAREC 2017
sempozyumunda
sunulmuş ve
genişletilmiş bildiridir

ÖZET

Günümüzde artan enerji güvenlik problemi, beraberinde çevreye olumsuz tesiri olan sistem tasarımlarını ortaya koymuş olsa da temiz enerji sağlayan sistemler zamanla ön plana çıkmıştır. Soğurmalı soğutma sistemleri elektrik tasarruflu sistemler olduklarından buhar sıkıştırma sistemlere göre elektrik tüketimini en aza indirgerler. Bu sistemler sistem performansını arttırmak üzere yarım, tek, çift ve üç kademeli olmak üzere tasarlanabilmektedirler. Kademe sayısındaki artış, soğurma sistemlerini daha verimli hale getirmekle beraber sistem bileşeni sayısını arttırarak daha karmaşık ve hassas sistemlerin kontrol edilmesine yol açmaktadır. Bu çalışmada, lityum bromür-su eriyiği ile çalışan üç kademeli seri akışlı bir soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik analizi Engineering Equation Solver (EES) programı yardımıyla yapılmış ve elde edilen benzetim sonuçları literatürle doğrulanmıştır. Enerji ve ekserji soğutma tesir katsayısının (STK ve ESTK) düşük basınçlı kaynaticı sıcaklığının artmasıyla birlikte arttığı, orta basınçlı kaynaticı ile yüksek basınçlı kaynaticı sıcaklıklarının artmasıyla beraber azaldığı görülmüştür. Yoğusturucu ve absorber sıcaklıklarının artmasının STK'ya olumsuz etki yaptığı görülmüştür.

DOI: <https://dx.doi.org/10.30855/gmbd.2018.04.01.009>

Energy and Exergy Analysis of A Triple-effect Absorption Refrigeration System Based on Generators

ARTICLE INFO

Received: 20.02.2018
Accepted: 02.04.2018

Keywords:

Lithium bromide,
Coefficient of
performance, Triple-
effect absorption
refrigeration

****Corresponding**

Authors
e-mail: iyilmaz@
adanabtu.edu.tr

ABSTRACT

Today, even if the increasing energy security problem has brought about system designs having negative effects on the environment, the clean energy sustaining systems have come out the forefront. Absorption refrigeration systems are electricity saving systems, which reduce the electricity consumption to a minimum compared to vapor compression systems. These systems can be designed as half, single, double and triple effect to increase the performance. Increasing the number of effects increases the performance of absorption systems as well as the number of system components which leads to more complicated and precise systems to be controlled. In this study, the thermodynamic analysis of a triple effect series flow lithium bromide-water absorption refrigeration system was made using the Engineering Equation Solver (EES) program, and the obtained simulation results was verified with the literature. It was shown that energy and exergy coefficient of performance (COP and ECOP) increase with the increase of the low pressure generator temperature and decreases with the increase of the high pressure generator and medium pressure generator temperatures. The increase in the condenser and absorber temperatures was found to have an adverse effect on the COP.

DOI: <https://dx.doi.org/10.30855/gmbd.2018.04.01.009>

1. Giriş

Soğurma prensibinin Michael Faraday tarafından keşfedilmesinin ardından tarihsel gelişimi başlayan soğurmalı sistemlerin ilk örneklerinden olan atık buhar kaynaklı sistem, 1862 yılında yapılmıştır [1]. Daha sonra 1878 yılında güneş enerjisi kaynaklı buz üretim makinesi, 1922 yılında tasarlanan pompasız sistem örneği ve 1926 yılında ortaya konan Einstein soğutucusu, soğurmalı sistemlerin gelişmesine katkı sağlamıştır. 1923 yılında ticari üretimi başlayan ve 70'li yıllarda yaşanan enerji krizine bağlı olarak bu sistemler üzerinde yapılan çalışmalar artmıştır [2].

Soğurmalı soğutma sistemleri, tasarım açısından H_2O) çözeltilisidir. Bu çözeltide NH_3 soğutucu akışkan, H_2O ise soğurucu görevi görmektedir. Literatürde $LiBr-H_2O$ eriyiği dışında farklı eriyikler ile çalışan sistemleri inceleyen araştırmalarda yapılmıştır [4,5].

Soğurmalı sistemler üzerine yapılan çalışmalar deneysel ve teorik olarak iki başlık altında incelenebilir. Deneysel çalışmalarda genel olarak birçok soğurmalı deney setinin laboratuvar ortamında çalışıldığı literatürde yer alan çalışmalardan anlaşılmaktadır [6–9]. Bu sistemler üzerinde enerji kaynağı, çalışma sıvıları ya da sistem bileşenlerinin parametrelerine bağlı olarak performans analizleri yapılmıştır. Soğurmalı soğutma sistemlerinin incelenmesinde tercih edilen teorik yöntem vasıtasıyla soğurmalı sistemi ifade eden matematiksel denklemlerin bilgisayar ortamına aktararak oluşturulan sanal sistemlerin benzetimleri yapılmıştır. Araştırmacılar bilgisayar yazılımları kullanarak oluşturdukları bu benzetimlerde farklı sistem tasarımlarını inceleme ve birçok sistem parametresinin performansa ve diğer sistem gereksinimlerine olan etkilerini inceleme fırsatı bulmuşlardır [10–17].

Litaratürdeki çalışmalar incelendiğinde; Kaushik ve Arora [18] tek kademeli ve çift kademeli iki sistemin enerji ve ekserji verimliliğini karşılaştırmıştır. Tek kademeli sistemlerde soğutma tesir katsayısı (STK) aralığı 0.6–0.75 olurken çift kademelilerde bu aralık 1.0–1.28 olmaktadır. Optimum STK değerinin araştırıldığı çalışmada kaynatıcı sıcaklığı tek kademeli sistem için 91 °C ve çift kademeli sistem için 150 °C olarak önerilmiştir. Gomri ve Hakimi [19] çift kademeli seri akışlı bir sistem için kabul edilen şartlar altında en yüksek STK değerinin 1.2 ile 1.3 arasında olacağını hesaplamışlardır.

Üç kademeli soğurmalı soğutma sistemleri

farklılıklar göstermektedir. Ayrıca, bu sistemler ozon tabakasına zarar vermeyen çözeltilerle çalışmaları için buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine göre daha çevre dostudur. Literatürde lityum bromür-su ($LiBr-H_2O$) eriyiği ile çalışan tek, çift ve üç kademeli soğurmalı soğutma sistemlerine yer verildiği gibi çift ve üç kademeli sistemler, paralel, seri ve ters akışlı olmak üzere farklı yapılanmalara ayrılmıştır [3]. Soğurmalı sistemlerde tercih edilen en yaygın çözeltili $LiBr-H_2O$ çözeltilisidir. Bu çözeltide H_2O soğutucu akışkan, $LiBr$ ise soğurucu görevi görür. Suyun donma noktası bu çözeltiyle çalışan sistemler için bir sınır şartı oluşturmaktadır. Sıfır altı uygulamalar için tercih edilen en yaygın çözeltili ise amonyak-su (NH_3 -

incelendiğinde; Grossman ve ark. [20] üç kademeli sistemin performans davranışını yazdıkları modüler bilgisayar koduyla benzetim yapmışlardır. Çalışma koşullarına bağlı uyguladıkları benzetimde, tasarım parametrelerinin etkilerini incelemişlerdir. Seri akışlı bir sistemin tasarım noktasında STK değerinin 1.27 olduğunu hesaplamışlardır. Kaita [21], Grossman ve ark. [20]'nin incelemiş olduğu çevrimlere alternatif paralel, seri ve ters akışlı çevrimlerinin benzetim programını hazırlamıştır. Bu çalışmada, performans katsayısı, maksimum basınç ve sıcaklık gibi parametrelerin etkilerine bakılmış ve çevrimler karşılaştırılmıştır. En yüksek STK paralel akışlı çevrimden elde edilirken, eriyik akış kontrolünün en iyi olduğu çevrimin seri akışlı olduğu gösterilmiştir. Gebreslassie ve ark. [3] yarım kademeden başlayarak üç kademeye kadar literatürde yer alan birçok konfigürasyonu içeren bir çalışma yapmışlardır ve en yüksek soğutma tesir katsayısının üç kademeli paralel akışlı sisteme ait olduğunu göstermiştir. Gomri [22] yaptığı çalışmada üç kademeli seri akışlı bir sistemin STK'nın yaklaşık 1.8 olduğunu hesaplamıştır. Maryami ve Dehghan [23] $LiBr-H_2O$ eriyiğiyle çalışan yarım kademeden üç kademeliye kadar soğurma sistemlerinin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Yapılan çalışmada sonuçlar göstermiştir ki STK yarım kademeden üç kademeye doğru artmakta fakat toplam ekserji değişimi düşmektedir. Kademe artışına bağlı olarak optimum kaynatıcı sıcaklıklarına karşılık gelen maksimum ekserji veriminin olduğunu göstermişlerdir.

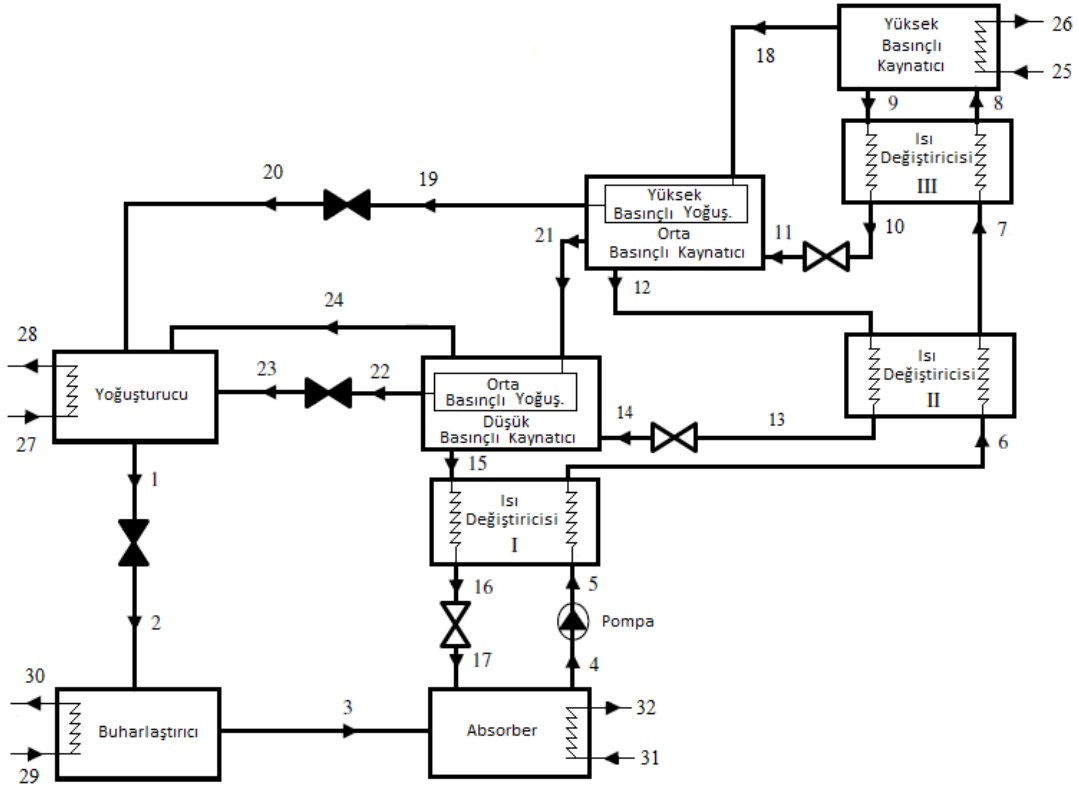
Bu çalışmada, $LiBr-H_2O$ eriyiği ile çalışan üç kademeli seri akışlı bir soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik analizi Delphi üzerinde oluşturulan bir benzetim programı aracılığıyla yapılmıştır. Benzetimde yer alan çözeltili ve suya ait sonuçlar kendi kütüphanesinde aynı hesaplamaları yapabilen Engineering Equation Solver (EES) programı yardımıyla karşılaştırılmış ve ayrıca elde edilen benzetim sonuçları literatürle doğrulanmıştır.

Sistemde yer alan ısı değiştircilerinin, kaynaticıların, yoğuşturucu ve absorberin çalışma sıcaklıklarının STK ve ESTK üzerindeki etkileri yüksek, orta ve duşuk basınçlı kaynaticı sıcaklıklarına göre gösterilmiştir. Ayrıca, sistem bileşenlerinin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkileri sunulmuştur.

2. Soğurmalı Soğutma evrimi

şekil 1'de üç kademeli bir soğurmalı soğutma sisteminin temel bileşenleri gösterilmiştir. Soğurmalı soğutma sistemleri buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinden farklı olarak bir kompresör içermezler. Güneş enerjisi ya da herhangi bir endüstriyel atık ısıdan yararlanmayı sağlayan yüksek basınçlı kaynaticı (YBK) ve absorber bu sistemlerin zgn bileşenleridir. Ayrıca yoğuşturucu, buharlaştırıcı, ara yoğuşturucu ve kaynaticılar, kısılma vanaları ile sirkülasyon pompası sistemi tamamlayan diğer bileşenlerdir. Yüksek basınçlı kaynaticı tarafından üretilen kızgın su buharı

yüksek basınçlı yoğuşturucu tarafından yoğuşturulur. Yoğuşma sırasında atılan ısı orta basınçlı kaynaticı (OBK) tarafından enerji kaynağı olarak değerlendirilir. Benzer ilişki orta basınçlı yoğuşturucu ve dşuk basınçlı kaynaticı (DBK) arasında da geçerlidir. Sistem içerisinde soğutucu akışkan vazifesini gören ve kısılma vanasında basıncı düşen su daha sonra yoğuşturucuya ve oradan buharlaştırıcı ve absorbere gelir. Bu şekilde sistem içerisinde dört farklı basınç seviyesi olur. Benzer şekilde sistem içerisinde dolaşan eriyik dört farklı konsantrasyon değerine sahip olmaktadır. Sistemde yüksek basınçlı kaynaticı, buharlaştırıcı ve pompa üzerinden sisteme enerji girişi sağlanırken yoğuşturucu ve absorberden soğutma suyu vasıtasıyla ısı atımı yapılır. Buharlaştırıcı tarafından ise soğuk su üretilir.



şekil 1. Üç kademeli seri akışlı bir soğurmalı soğutma çevrimi ve sistem bileşenleri [22]

Isı değiştircileri, fakir eriyiğin daha sıcak olarak dolayısıyla daha yüksek entalpi değerinde yüksek basınçlı kaynaticıya girmesini sağladığından yüksek basınçlı kaynaticı tarafından çekilen ısı yükünü azaltılır. Bu durum performans artışı olarak sonuçlara yansır. LiBr-H₂O eriyiği için kristalizasyon sorunu olduğundan farklı çalışma parametrelerinde

oluşabilecek zengin ve fakir zltiler arasındaki konsantrasyon eşitliliğinin olmaması gerekir. Buna ilaveten ara yoğuşturucular ve kaynaticılar arasındaki enerji dengesi de analizlerde dikkate alınmıştır.

2.1 Termodinamik Analiz

Üç kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinde kütleli akışlar seri olarak belirli bir hat içerisinde olduğundan, Şekil 1'de gösterilen noktasal gösterimde bazı kütleli akış değerleri birbirine eşit olmaktadır. Tablo 1'de sistem içerisinde dolaşan akışkanın adı ve eşit olduğu noktalar gösterilmiştir.

Tablo 1. Sistemdeki akış şartları

Soğutucu akışkan debisi, $\dot{m}_{su} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$
Fakir eriyik debisi, $\dot{m}_{fe} = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8$
Zengin eriyik debisi I, $\dot{m}_{zeI} = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$
Zengin eriyik debisi II, $\dot{m}_{zeII} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$
Zengin eriyik debisi III, $\dot{m}_{zeIII} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$
Su buharı debisi I, $\dot{m}_{sbI} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$
Su buharı debisi II, $\dot{m}_{sbII} = \dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{23}$
Su buharı debisi III, $\dot{m}_{sbIII} = \dot{m}_{24}$

Sistem bileşenlerinin termodinamik analizi için kütle ve enerji korunum yasaları uygulanarak benzetim programında denklemlerin tanımlanmasıyla bütün sistem bileşenlerinin kapasite değerleri hesaplanmıştır.

$$\text{Kütle eşitliği: } \dot{m}_{fe} = \dot{m}_{ze} + \dot{m}_{H_2O} \quad (1)$$

$$\text{Konsantrasyon eşitliği: } \dot{m}_{fe} X_{fe} = \dot{m}_{ze} X_{ze} \quad (2)$$

$$\text{Enerji eşitliği: } \dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\phi h_\phi - \sum \dot{m}_g h_g \quad (3)$$

$$\text{Ekserji eşitliği:} \\ \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\phi \psi_\phi - \sum \dot{m}_g \psi_g + \dot{X}_{yıkım} \quad (4)$$

Burada, akış ekserjisi, $\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$ olarak tanımlanır.

$$\text{Ekserji yıkımı: } \dot{X}_{yıkım} = T_0 S_{üretim} \quad (5)$$

Entropi üretimi:

$$S_{üretim} = \sum \dot{m}_\phi s_\phi - \sum \dot{m}_g s_g - \sum \frac{\dot{Q}}{T} \quad (6)$$

Eşitlik (1) ve (2)'de verilen eşitlikler sistemde yer alan üç ayrı kaynatıcı ve absorberin konsantrasyon dengesinin tanımlanması için benzetimde kullanılmıştır. Isı değiştiricilerinin etkinlik katsayısı aşağıya yazılan denklem ile hesaplanmıştır.

$$\varepsilon = \frac{h_g - h_\phi}{h_g - h_\phi^*} \quad (7)$$

Sisteme ait STK değerini ifade eden denklem

buharlaştırıcı kapasitesinin yüksek basınçlı kaynatıcı ve pompa kapasitelerine bölünmesiyle aşağıda verilmiştir.

$$\text{STK} = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_{YBK} + \dot{W}_P} \quad (8)$$

Burada;

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{YBK} = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{18} h_{18} \quad (10)$$

$$\dot{W}_P = \frac{\dot{m}_4 (P_{YBK} - P_A)}{\rho_4 \eta_P} \quad (11)$$

Ekserji verimliliğinin belirlenmesinde buharlaştırıcı ve yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı aşağıdaki denklem tanımlanmıştır.

$$\text{ESTK} = \frac{\dot{Q}_B (1 - T_0/T_B)}{\dot{Q}_{YBK} (1 - T_0/T_{YBK}) + \dot{W}_P} \quad (12)$$

Burada, $T_0 = 298$ K, T_B ve T_{YBK} sırasıyla buharlaştırıcı ve yüksek basınçlı kaynatıcının Kelvin cinsinden ortalama sıcaklıklarına tekabül etmektedir.

3. Sonuçlar ve Tartışma

Tablo 2'de 300 kW soğutma kapasitesine sahip bir soğurmalı soğutma sisteminin diğer bileşenlerine ait ısı kapasite değerleri ve literatürde yer alan bir çalışmayla karşılaştırılması verilmiştir. Çalışmanın diğer aşamalarında sistem 100 kW soğutma kapasitesine sahip ve çözelti pompasının verimliliği %95 olarak kabul edilmiştir. Ayrıca sistemin çevreyle olan ilişkisi sistem elemanlarının çalışma sıcaklığının bir fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Buna göre buharlaştırıcı tarafından soğutulan su 5 °C soğurken absorber ve yoğunlaştırıcının ısı atımını sağlayan su 5 °C ısınmaktadır. Isı kaynağındaki düşüş ise 10 °C belirlenmiştir.

Yapılan termodinamik tasarımda bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabullerin ilki sistem kararlı halde çalışmaktadır. Diğerleri ise yoğunlaştırıcı çıkışında su doymuş sıvıdır. Buharlaştırıcı çıkışında ise su doymuş buhardır. Isı değiştiricilerinde ve akış hatları boyunca basınç düşüşleri ihmal edilmiştir. Buharlaştırıcı kapasitesi sabittir. Yüksek basınçlı kaynatıcı, buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı, pompa ve absorber dışında sistemden çevreye ısı alış-verişi ihmal edilmiştir.

Tablo 2. Sistem bileşenlerinin kapasiteleri

$T_{YBK} = 190\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_B = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_A = 33\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_Y = 33\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\epsilon_{I,II,III} = 0.85$		
Sistem Bileşeni	Kapasite (kW) Mevcut çalışma	Kapasite (kW) Gomri [22]
Yüksek Basıncılı Kaynatıcı	170.40	169.68
Yoğuşturucu	115.33	112.23
Buharlaştırıcı	300.00	300.00
Absorber	355.40	357.67
Pompa	0.234	0.220
STK	1.758	1.766

Tablo 3 üzerinde sistemin noktasal olarak akışkan hali, konsantrasyon değeri, debi miktarı, entalpi ve entropi değerleri gösterilmiştir. Isı değiştiricilerinin

etkisi bu tablo üzerinde rahatlıkla görülebilir. Absorber çıkışında fakir eriyik olarak ayrılan akışkan pompadan geçmektedir. Pompadan eriyiğe yapısı gereği iş aktarıldığı için entalpi ve sıcaklık değerlerinde bir miktar artış görülmektedir. Daha sonra I numaralı ısı değiştiricisinden geçen eriyiğin sıcaklık değerinde $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'lik bir artış olmuştur. Daha sonra II ve III numaralı ısı değiştiricilerinden geçen eriyik 8 numaralı bölgede $154\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerine ulaşmıştır. Yani ısı değiştiricilerinin kullanılmadığı bir sistemde fakir eriyik $33.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de yüksek basınçlı kaynatıcıya girerken ısı değiştiricilerinin yardımıyla sıcaklık farkında $121\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'lik bir artış, entalpi değerinde ise dört kattan fazla bir artış meydana gelmiştir. Isı değiştiricilerinin kullanımıyla yüksek basınçlı kaynatıcının ihtiyaç duyduğu enerjiyi azaltmakta, bu ise STK'da artışa neden olmaktadır.

Tablo 3. Sistemin çeşitli noktalarında LiBr-H₂O eriyiğinin sahip olduğu termodinamik özellikler

Durum	Akışkan	T ($^{\circ}\text{C}$)	X (%)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Su	33	0	0.042	138.261	0.4757
2	Su	5	0	0.042	138.261	0.4964
3	Su Buharı	5	0	0.042	2508.502	9.0248
4	FE	33	54.119	0.358	76.243	0.2161
5	FE	33.1	54.119	0.358	76.439	0.2168
6	FE	59.08	54.119	0.358	130.800	0.3839
7	FE	101.02	54.119	0.358	218.862	0.6322
8	FE	154.01	54.119	0.358	330.639	0.9144
9	ZE I	185	56.655	0.342	394.568	1.0232
10	ZE I	127.57	56.655	0.342	277.553	0.7440
11	ZE I	127.57	56.655	0.342	277.553	0.7440
12	ZE II	130	59.038	0.328	287.188	0.7268
13	ZE II	81.03	59.038	0.328	191.121	0.4718
14	ZE II	81.03	59.038	0.328	191.121	0.4718
15	ZE III	80	61.352	0.316	198.977	0.4482
16	ZE III	47.43	61.352	0.316	137.351	0.2676
17	ZE III	47.43	61.352	0.316	137.351	0.2676
18	Su Buharı	185	0	0.016	2856.132	7.2248
19	Su	133.35	0	0.016	558.818	1.6690
20	Su	33	0	0.016	558.818	1.8539
21	Su Buharı	130	0	0.014	2716.198	7.8529
22	Su	80.48	0	0.014	337.249	1.0829
23	Su	33	0	0.014	337.249	1.1278
24	Su Buharı	80	0	0.012	2645.457	8.6599
25	Su Buharı	200	0	0.038	3125.533	6.5490
26	Su Buharı	190	0	0.038	2961.385	6.5073
27	Su	23	0	1.933	96.351	0.3357
28	Su	28	0	1.933	117.306	0.4063

29	Su	15	0	4.772	62.823	0.2207
30	Su	10	0	4.772	41.868	0.1478
31	Su	23	0	5.818	96.351	0.3357
32	Su	28	0	5.818	117.306	0.4063

Tablo 3 üzerinde rahatlıkla gözlemlenen diğer bir nokta ise sistemdeki konsantrasyon değerlerindeki çeşitliliştir. Görüldüğü gibi fakir eriyiğin konsantrasyon değeri %54.119, 1 numaralı zengin eriyiğin değeri %56.655, 2 numaralı zengin eriyiğin değeri %59.038 ve 3 numaralı zengin eriyiğin değeri %61.352 olmak üzere eriyik sistemde dört farklı konsantrasyon değerine ulaşmaktadır.

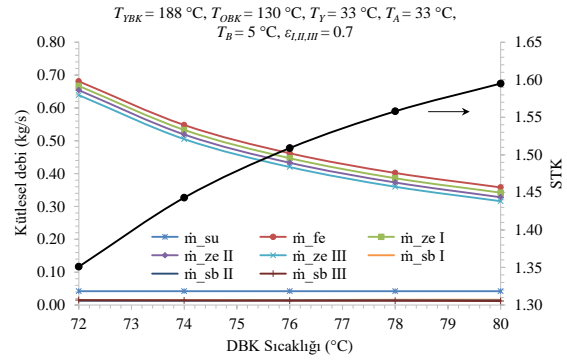
Tablo 4 üzerinde ise sistem bileşenlerinin kapasiteleri sabit buharlaştırıcı kapasitesine bağlı olarak gösterilmiştir. Görüldüğü üzere en fazla ısıl kapasitesi olan bileşen absorberdir ve yoğunlaştırıcının üç katı kapasiteye sahiptir. Bu bileşenler ısı atımı yaptıkları için sistem tasarımında kapasitelerin belirlenmesi önem taşımaktadır. Tablo üzerinde %70 etkinlikle çalışan ısı değiştiricilerine bağlı yapılan analizde, STK değeri 1.6 olurken etkinlik katsayısı %30 olan ısı değiştiricileri kullanıldığında bu değer 1.15'e düşmüştür. Etkinlik katsayısı daha düşük tercih edilen ısı değiştiricileri kullanıldığında YBK kapasitesindeki artış rahatlıkla görülebilir.

Tablo 4. Isı değiştiricilerinin etkinliğine bağlı kapasite değişimi

Sistem Bileşeni	$T_{YBK}=185\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_B=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_A=33\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_Y=33\text{ }^{\circ}\text{C}$	
	Isıl Yük (kW) $\varepsilon_{I,II,III}=0.3$	Isıl Yük (kW) $\varepsilon_{I,II,III}=0.7$
Yüksek Basıncılı Kaynatıcı	86.86	62.31
Yoğuşturucu	53.98	40.50
Buharlaştırıcı	100.00	100.00
Absorber	133.02	121.91
Pompa	0.075	0.070
STK	1.15	1.60

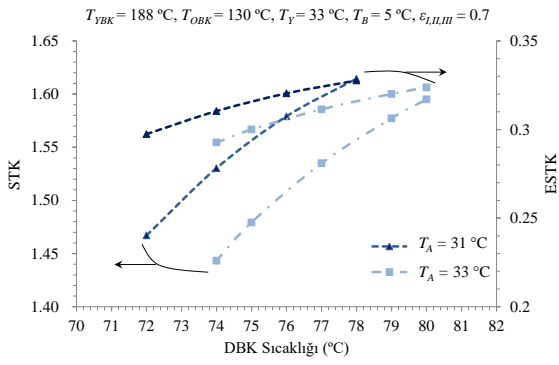
Şekil 2 üzerinde düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı sistemde dolaşan akışkan debilerinin ve STK'nin değişimi gösterilmiştir. Şekil üzerinde görüldüğü gibi düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artmasıyla sağ ekseninde gösterilen STK değerinde artış olmaktadır. Sol ekseninde gösterilen debi değerlerinde ise düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artmasıyla fakir eriyik ve 3 farklı zengin eriyik değerlerinde azalma olurken kaynatıcılar tarafından üretilen su buharı değerleri etkilenmemektedirler. Veriler incelendiğinde

buharlaştırıcı kapasitesi analizlerde sabit tutulduğu için soğutucu akışkan debisi sabittir. Yüksek ve orta basınçlı kaynatıcı tarafından üretilen su buharı debisi çok az artmakta ve düşük basınçlı kaynatıcı tarafından üretilen su buharı debisi azalmakta fakat bu değişim çok az olmaktadır.



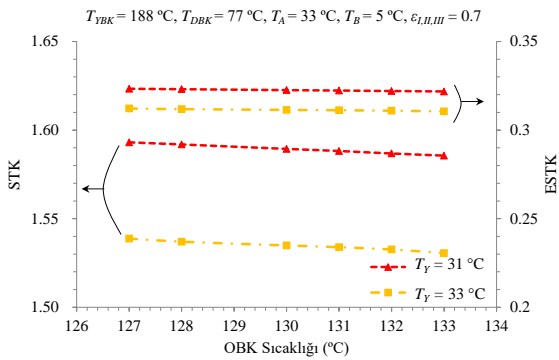
Şekil 2. Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı akışkan debileri ve STK değişimi (Variation in fluid flow rates and COP based on low pressure generator temperature)

Şekil 3 üzerinde düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak STK ve ESTK'deki değişim gösterilmiştir. İki farklı absorber sıcaklığı için alınan sonuçlarda, belirlenen şartlar altında düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artmasıyla sistem verimliliğinde iyileşme görülmektedir. 33 °C absorber sıcaklığında düşük basınçlı kaynatıcının sıcaklığının 6 °C artırılması, STK ve ESTK değerlerinde yaklaşık %10 oranında artışa neden olmuştur. 74 °C düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığında, absorber sıcaklığının sadece 2 °C düşürülmesiyle STK'de %8.7 oranında artış görülmüştür. Absorber sistemde ısı atan bir bileşen olduğundan daha yüksek sıcaklıklarda çalışması ısı geçişi yönünden bir avantaj sağlarken termodinamik verimlilik yönünden bir dezavantaj getirmektedir. Bu durumda boyutlandırma tasarımında bu parametre için optimum bir değer üzerinde çalışılması gerektiği çıkarımı yapılabilir. Buda demek oluyor ki absorber sıcaklığının değişimine bağlı olarak düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının kontrol edilmesi, STK ve ESTK değerlerinin olumlu yönde artmasına olanak sağlayacaktır.



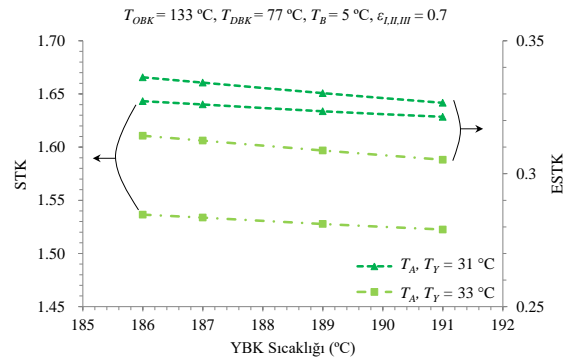
Şekil 3. Düşük Basınçlı Kaynatıcı sıcaklığına bağlı STK ve ESTK değişimi (Variation in COP and ECOP based on low pressure generator temperature)

Şekil 4 üzerinde orta basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı STK ve ESTK değişimleri diğer sabit çalışma şartları altında iki farklı yoğuşurucu sıcaklığı için gösterilmiştir. Görüldüğü üzere orta basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artmasının sistem verimliliği üzerindeki etkisi az da olsa olumsuzdur. Fakat bu değişimin diğer şartlarla birlikte yorumlanması gerekir. 31 °C yoğuşurucu sıcaklığında orta basınçlı kaynatıcı sıcaklığının 6 °C artırılması STK üzerinde %0.5 civarında bir düşüğe neden olmuştur. Dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta ise sistem bileşenleri arasındaki termal dengedir. Şekil 3 üzerinde verilen değişimde düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artmasının sistem performansı üzerinde olumlu etkisinden bahsedilmiştir. Fakat bu artışın devam etmesi sistem için orta basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artmasıyla mümkün olacağı için orta basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artmasının sistem performansı üzerinde olumlu etkisi olacaktır. Şekil 4 üzerinde gösterilen diğer bir nokta ise yoğuşurucu sıcaklığının STK ve ESTK üzerindeki etkileridir. Yoğuşurucu da absorber gibi sistemde ısı atan bir bileşen olduğu için çalışma parametrelerinin sistem üzerindeki etkileri benzer şekilde olmaktadır. 127 °C orta basınçlı kaynatıcı sıcaklığı için yoğuşurucu sıcaklığının 33 °C'den 31 °C'ye düşürülmesi sistem tesir katsayısını 1.54'ten 1.59'a yükseltmiştir.



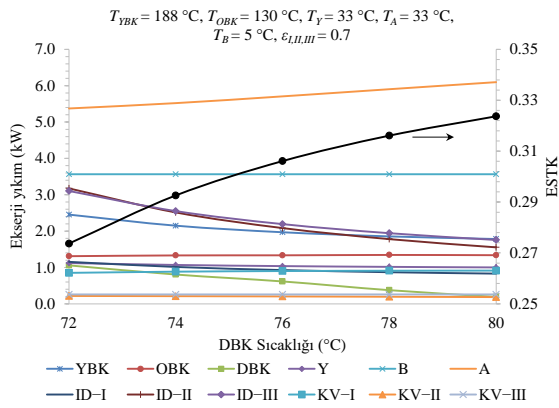
Şekil 4. Orta Basınçlı Kaynatıcı sıcaklığına bağlı STK ve ESTK değişimi (Variation in COP and ECOP based on medium pressure generator temperature)

Şekil 5'te yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı STK ve ESTK değişimleri gösterilmiştir. Sabit soğutma kapasitesinin elde edilebilmesi için yüksek basınçlı kaynatıcının daha yüksek sıcaklıklarda çalıştırılması, sistemin ihtiyaç duyduğu ısı enerjisini arttıracığından dolayı STK ve ESTK düşmektedir. 33 °C yoğuşurucu ve absorber sıcaklığı için diğer sabit tutulan şartlar altında, yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığının 6 °C artırılmasıyla STK değerinde yaklaşık %0.9 oranında düşüş olmuştur. Şekil 2 ve Şekil 4'te absorber ve yoğuşurucu sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkisi ayrı olarak gösterilirken bu grafik üzerinde her iki sistem bileşeninin çalışma sıcaklıkları 2 °C düşürülmüştür. Bu durum 186 °C yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığında STK'nın yaklaşık %7 artmasına neden olmuştur. Şekil 2'den Şekil 4'e kadar olan sonuçlar incelendiğinde, STK ve ESTK eğilimlerinin paralellik gösterdiği görülmektedir.



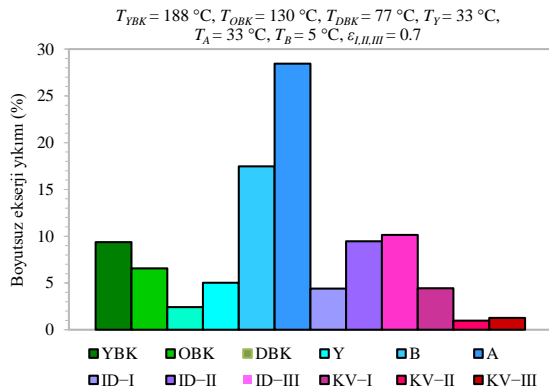
Şekil 5. Yüksek Basınçlı Kaynatıcı sıcaklığına bağlı STK ve ESTK değişimi (Variation in COP and ECOP based on high pressure generator temperature)

Şekil 6'da düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı sistem bileşenlerinin ekserji yıkımları ve ESTK değişimi gösterilmiştir. Sistemde buharlaştırıcının kapasitesi sabit olduğu için ekserji yıkımı sabit düzeyde seyretmektedir. Absorber ve kısılma vanası-I haricinde DBK sıcaklığının artışına bağlı olarak ekserji yıkımları diğer sistem bileşenlerinde azalmaktadır. Orta basınçlı kaynatıcıdaki ekserji yıkımı, DBK sıcaklığı artışına göre bir miktar artmaktadır fakat bu artış çok az olmaktadır. ESTK ise sistemdeki toplam ekserji yıkımının artan DBK sıcaklığına bağlı düşmesinden dolayı artış göstermektedir.



Şekil 6. Düşük Basınçlı Kaynatıcı sıcaklığına bağlı sistem bileşenlerinin ekserji yıkımları ve ESTK değişimi (Variation in exergy destructions of the system components and ECOP based on low pressure generator temperature)

Her bir sistem bileşeninin toplam ekserji yıkımına olan katkıları Şekil 7'de sunulmuştur. Görüldüğü üzere, verilen şartlar altında %28.44 oranla tersinmezliğe en fazla katkı sağlayan bileşen absorberdir. Bu değeri; %17.47, %10.13, %9.47 ve %9.37 ile sırasıyla buharlaştırıcı, ısı değiştirici-III, ısı değiştirici-II ve yüksek basınçlı kaynatıcı takip etmektedir. Absorberin bu denli yüksek ekserji yıkımına sahip olmasındaki neden, absorber içerisindeki su buharı ve eriyiğin birbirlerine karışımı esnasında meydana gelen tersinmezlik etkisidir. Termodinamik açıdan yüksek ekserji yıkımına neden olan bileşenlerin, sistemin sıcaklık ve debi kontrolü ile değiştirilebileceği yukarıda verilen şekillerden anlaşılabilir.



Şekil 7. Sistem bileşenlerinin toplam ekserji yıkımına etkisi (Effect of the system components on total exergy destruction)

4. Çıkarımlar

Bu çalışmada üç kademeli seri akışlı bir soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik tasarım ve analizine yer verilmiştir. Bilgisayar ortamında gerçekleştirilen analizlerde sistemde yer alan ısı değiştiricilerinin

sistem performansı üzerindeki olumlu etkisi gösterilmiştir. Isı değiştiricilerinin %70 etkinlikle çalıştığı durumda 1.6 olan STK, etkinliğin %30'a düşmesiyle 1.15 değerine gerilemiştir. Fakir eriyik ve zengin eriyiklere ait debi değerleri, STK değeri ile ters orantılı olarak değişmektedir. Soğutucu akışkan ve kaynatıcılar tarafından üretilen su buharlarına ait debi değerleri ise her üç sistem elemanın çalışma sıcaklıklarından fazla etkilenmektedirler. Üç farklı kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak STK değişimi gösterilmiş, DBK sıcaklığının artmasıyla STK ve ESTK artmakta iken OBK ile YBK kaynatıcı sıcaklıkları ile azalmaktadırlar. Yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarının artması STK değerini düşürmektedir. Sistem bileşenleri arasında ekserji yıkımına en fazla neden olan absorberdir. DBK sıcaklığının artırılmasına istinaden ESTK artmış olsa da absorberin ekserji yıkımı artmaya devam etmektedir.

Kademe sayısının artışına bağlı olarak soğurmalı soğutma sistemlerinin STK artmakta fakat sistem kontrolü zorlaşmaktadır. Küçük sıcaklık değişimleriyle sistemin STK değerinde iyileştirmeler yapılabilir. Sistemin birçok çalışma parametresi olduğu için hangi parametrenin sistem performansı üzerinde daha etkili olduğu önem kazanmaktadır. Bu sistemler her ne kadar atık ısı, güneş enerji ya da jeotermal enerjiden faydalanarak elektrik gereksinimlerini minimuma indirgese de STK değerleri düşük sistemlerdir. Bu yüzden, sistemin termodinamik yasalarına göre performansının nasıl artırılacağından ziyade sistemin iç dengesinde etkili olan kütleli debi, kaynatıcı sıcaklığı ve eriyik ısı değiştiricisi kullanımının STK ve ESTK üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Teşekkür

Bu çalışma, Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından 16103019 nolu proje kapsamında desteklenmektedir.

Kısaltmalar

Latin harfleri (Latin letters)

- A : absorber
- B : buharlaştırıcı
- ç : çıkan
- DBK : düşük basınçlı kaynatıcı
- fe, FE : fakir eriyik
- g : giren
- h : enthalpy, kJ/kg
- ID : ısı değiştirici
- H₂O : su
- KV : kısılma vanası
- LiBr : lityum bromür
- m : kütleli debi, kg/s
- OBK : orta basınçlı kaynatıcı

P	: pompa
\dot{Q}	: ısı transfer miktarı, kW
s	: entropi, kJ/kgK
STK	: soğutma tesir katsayısı
T	: sıcaklık, °C
\dot{W}	: güç, kW
X	: konsantrasyon, %
Y	: yoğuşturucu
YBK	: yüksek basınçlı kaynatıcı
z_e, ZE	: zengin eriyik

Yunan harfleri (Greek letters)

ε	: etkinlik, %
η_p	: pompa verimi, %
ρ	: density, kg/m ³

Kaynaklar

- [1]. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coskun, S., and Yamankaradeniz, R., *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları*. Dora Yayın Evi, Bursa, 2013.
- [2]. Pastakkaya, B., *Bir konutun ısıtılması ve soğutulmasında güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemlerin kullanılması*. Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, 2012, Bursa.
- [3]. Gebreslassie, B. H., Medrano, M., and Boer, D. Exergy analysis of multi-effect water-LiBr absorption systems: From half to triple effect. *Renewable Energy*, 2010. **35**: 1773-1782. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.01.009>
- [4]. Farshi, L. G., Ferreira, C. A. I., Mahmoudi, S. M. S., and Rosen, M. A., First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, 2014. **40**: 111-121. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.11.006>
- [5]. Kaynaklı, Ö., Saka, K., and Kaynaklı, F., Absorpsiyonlu soğutma sisteminde farklı eriyiklerin kullanılabilirliği ve performans değerlerinin incelenmesi, *In: Proceedings of the 11th International HVAC+R Technology Symposium*, İstanbul, 2014, 108-115.
- [6]. Srihirin, P., Aphornratana, S., and Chungpaibulpatana, S., A review of absorption refrigeration technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2001. **5**(4), 343-372. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(01\)00003-X](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(01)00003-X)
- [7]. Horuz, I., and Callander, T. M. S., Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 2004. **27**(1), 10-16. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(03\)00119-1](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(03)00119-1)
- [8]. Hilali, I., and Söylemez, M. S., An application of engine exhaust gas driven cooling system in automobile air-conditioning system. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2015. **35**(1), 27-34.
- [9]. Aliane, A., Abboudi, S., Seladji, C., and Guendouz, B., An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016. **65**: 443-458. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.07.012>
- [10]. Farshi, L. G., Mahmoudi, S. M. S., and Rosen, M. A., Analysis of crystallization risk in double effect absorption refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering*, 2011. **31**: 1712-1717. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.02.013>
- [11]. Saka, K., Yamankaradeniz, N., Kaynaklı, F., and Kaynaklı, Ö., Hava Soğutmalı Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Enerji Ve Ekserji Analizi, *In: Proceedings of the 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 2015, 1135-1151.
- [12]. Kaynaklı, O., Saka, K., and Kaynaklı, F., Energy and Exergy Analysis of a Double Effect Absorption Refrigeration System Based on Different Heat Sources, *Energy Conversion and Management*, 2015, **106**: 21-30. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.09.010>
- [13]. Mostafavi, M., and Agnew, B., The impact of ambient temperature on lithium bromide-water absorption machine performance, *Applied Thermal Engineering*, 1996. **16**: 515-522. DOI: [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00004-6](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00004-6)
- [14]. Chua, H. T., Toh, H. K., Malek, A., Ng, K. C. and Srinivasan, K., Improved thermodynamic property field of LiBr-H₂O solution, *International Journal of Refrigeration*, 2000, **23**: 412-429. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00076-6](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00076-6)
- [15]. Saka, K., Yılmaz, İH., and Kaynaklı O., Investigation on Double Effect Dual-heat Mode Absorption Refrigeration System, *In: Proceedings of the XII. International HVAC+R Technology Symposium*, İstanbul, 2016, 123-129.
- [16]. Yılmaz, İH., Saka, K., and Kaynaklı O., Influence of the Equilibrium Temperature in the Double Stage of the Absorption Refrigeration System, *In: Proceedings of the 8th International Ege Energy Symposium and Exhibition (IEESE)*, Afyonkarahisar, 2016, 46-51.

- [17]. Yılmaz, İH., Saka, K., and Kaynaklı O., A thermodynamic evaluation on high pressure condenser of double effect absorption refrigeration system. *Energy*, 2016. 113: 1031-1041. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.07.133>
- [18]. Kaushik, S. C., and Arora, A., Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems, *International Journal Of Refrigeration*, 2009, 32, 1247-1258. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.01.017>
- [19]. Gomri, R., and Hakimi, R., Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system, *Energy Conversion and Management*, 2008, 49: 3343-3348. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.09.033>
- [20]. Grossman, G., Wilk, M., and DeVault, R. C., Simulation and performance analysis of triple-effect absorption cycles, *ASHRAE Transactions*, 1994. 100(2): 452-62.
- [21]. Kaita, Y., Simulation results of triple-effect absorption cycles. *International Journal of Refrigeration*, 2002. 25: 999-1007. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00100-1](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00100-1)
- [22]. Gomri, R., Thermodynamic evaluation of triple effect absorption chiller. Thermal Issues in Emerging Technologies, ThETA 2, 2008, Cairo, Egypt. DOI: <https://doi.org/10.1109/THETA.2008.5188778>
- [23]. Maryami, R. and Dehghan, A.A., An exergy based comparative study between LiBr/water absorption refrigeration systems from half effect to triple effect. *Applied Thermal Engineering*, 2017. 124: 103-123. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.174>

Kenan SAKA

Makine Mühendisliği lisans eğitimini 2005 yılında Gaziantep Üniversitesi'nde tamamlamıştır. 2010 ve 2016 yıllarında yüksek lisans ve doktora derecelerini absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine yaptığı çalışmalarla Uludağ Üniversitesi'nden almıştır. Doktora sonrası çalışmaları biyokütle ve güneş enerjisi sistemlerini kapsamaktadır. 2009 yılından itibaren Uludağ Üniversitesi Yenişehir İbrahim Orhan Meslek Yüksekokulu'nda öğretim görevlisi olarak çalışmaktadır.

İbrahim Halil YILMAZ*

Lisans eğitimi 2000–2005 yılları arasında Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde tamamlamıştır. Yüksek lisans ve doktora çalışmalarını aynı bölümün Enerji Anabilim dalında sırasıyla 2007–2009 ve 2009–2014 yılları arasında yapmıştır. 2007–2016 yılları arasında Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi, laboratuvar sorumlusu ve uzman bilirkişi gibi çeşitli pozisyonlarda çalışmıştır. 2016 yılından itibaren Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde Dr. Öğretim Üyesi olarak çalışmaktadır. Çeşitli ulusal ve

uluslararası prestijli dergi ve konferanslarda 25 üzerinde yayın yapmıştır. Bilimsel araştırma ilgi alanında yenilenebilir, temiz ve sürdürülebilir enerji sistemleri ve entegrasyonu, enerji sistemlerinin modellenmesi, ısı sistem tasarımı, sayısal ısı geçişi ve akış mekaniği, soğutma sistemleri, biyokütle ve kentsel katı atıkların değerlendirilmesi yer almaktadır.

Taha Tuna GÖKSU

Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2013 yılında mezun olmuştur. Aynı bölümün Termodinamik Anabilim dalında 2016 yılında yüksek lisans eğitimini tamamlamıştır. Yüksek lisans tezinde “Sarmal Telli Yatay Borularda Isı Transferi ve Basınç Kayıplarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile İncelenmesi” konusunu çalışmıştır ve bu kapsamda uluslararası konferanslarda 9 bildiri tebliğ etmiştir. 2017 yılında başladığı doktora eğitimini İnönü Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde devam ettirmektedir. 2014 yılından itibaren Muş Alparslan Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.