

Yarım Etkili, Tek Etkili ve Çift Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimlerin Ekserji Analizi

Rabi KARAALİ¹

¹Bayburt Üniversitesi, Müh. Fak., Makina Mühendisliği Böl., 69000 Bayburt
(rabikar@gmail.com)

(Geliş/Received: 30.03.2017; Kabul/Accepted: 19.07.2017)

Özet

Bu çalışmada yarım, tek ve çift etkili absorpsiyonlu sistemlerin ekserji analizleri yapılmış ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Lityum bromid-su çözeltisinin termodinamik özelliklerinin hesabı için yazar tarafından FORTRAN dilinde bir program yazılmış ve ekserji analizinde kullanılmıştır. Soğutma etkinlik katsayısı (COP) ve ekserjetik soğutma etkinlik katsayısı (ECOP) çift etkili absorpsiyonlu sistemde diğer iki sisteme göre daha yüksek bulunmuştur. Çift etkili absorpsiyonlu sistemde COP ve ECOP sırasıyla 1.196 ve 0.284 bulunurken, tek etkili sistemde COP ve ECOP sırasıyla 0.68 ve 0.254 bulunmuştur. Yarım etkili sistemde ise COP ve ECOP sırasıyla 0.455 ve 0.24 bulunmuştur. Sistemleri oluşturan cihazların ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Ekserji kayıplarının çoğunluğunun evaporator ve absorberde olduğu görülmüştür. Her üç sistem için evaporator ve absorberin performansının önemli olduğu görülmüştür. Evaporator ve absorberin performansının geliştirilmesinin ve daha iyi tasarlanmasının her üç sistemin performansını ve çalışma koşullarını olumlu etkileyecektir.

Anahtar Kelimeler: Soğutma, Absorpsiyon, Yarım-Tek-Çift etkili, ECOP.

Exergy Analyses of Half-Effect, Single-Effect and Double-Effect Absorption Cooling Cycles

Abstract

This work presents exergy and energy analysis of a half effect parallel flow, single effect and double effect absorption systems for comparison. For the thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions a computer program is developed by the author in FORTRAN codes for the energy and exergy analysis. It is found that the coefficient performance (COP) and the exergetic coefficient performance (ECOP) of the double effect parallel flow absorption systems are higher than the single effect and the half effect cycles. For the double effect cycle COP and ECOP are found as 1.196 and 0.284, and for the single effect cycle COP and ECOP are found as 0.68 and 0.254, respectively. For the half effect cycle COP and ECOP are found as 0.455 and 0.24, respectively. The exergy loss is calculated for each component. Most of the irreversibilities are found in the evaporator and in the absorber. It is concluded that the performance of the absorber and the evaporator is crucial for the three cycles. Improving and better design of the evaporator and the absorber will directly affect positively and improve the performance and the working conditions of the three cycles.

Keywords: Cooling, Absorption, Half-Single-Double effect, ECOP.

1. Giriş

Endüstride fosil yakıtların kullanımı ile elde edilen ısı enerjisinin bir kısmı atılmaktadır. Bu atık ısının bir kısmı kullanılarak absorpsiyonlu soğutma sistemleri çalıştırılabilir. Binaların ve endüstrinin tüm dünyada artan soğutma talebi düşük sıcaklıkta ısı enerjisi ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerine ilgiyi

artırmıştır. Soğutma talebine ilginin artmasının sebebi daha yüksek yaşam standartlarına, rahatlık ve konfora olan talepten kaynaklanmakta olup, bu sebeplerden binaların ısı yükleri de artmıştır. Isı, güç ve soğutmanın aynı anda üretildiği sistemlerde absorpsiyonlu soğutma gerekli bir cihazdır. Absorpsiyonlu soğutma teknolojisi çevre dostu ve atık ısı enerjisi geri kazanımı sağlayan bir teknolojidir.

Soğutma için harcanan güç düşük sıcaklıktaki atık ısı, jeotermal veya güneş enerjisi kullanımı ile azaltılabilir. Absorpsiyonlu soğutma teknolojisinin daha birçok üstün özellikleri vardır, ancak soğutma piyasasına buhar sıkıştırılmalı (kompresörlü) soğutma teknolojisi egemendir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilir yaklaşık 40 çeşit soğutucu çözeltiler ve yaklaşık 200 çeşit emici (absorbent) bileşik mevcuttur, ancak en çok su/NH₃ ve LiBr/su çözeltileri iş akışkanı olarak kullanılmaktadır. 0 °C'nin üzerindeki evaporator sıcaklıklarında, LiBr-H₂O çözeltilerinin verimi diğer çözeltilere göre daha yüksektir. Ancak kristalizasyon oluşum tehlikesi denilen tuz oluşumu riski mevcut olup bu tehlike yüksek absorber sıcaklıklarında, makinenin içine hava kaçaklarında ve düşük çevre sıcaklıklarında ortaya çıkabilmektedir. Amonyak-lityum nitrat, amonyak-su ve diğer bazı çözeltiler 0 °C'nin altındaki evaporator sıcaklıklarında kullanıma imkânı sunarlar. Bir absorpsiyonlu çevrimin COP'u üç dış sıcaklığa bağlıdır. Bunlar buharlaşma (evaporator), çevre ve verilen ısı enerjisinin (jeneratör) sıcaklığıdır. En iyi COP değerleri yönünden sıralama yapılırsa üç etkili en iyi, çift etkili daha az, tek etkili daha da az ve en kötü yarım etkili çevrimlerdir. Jeneratör sıcaklıkları üç etkili çevrimler için 150-200 °C, çift etkili çevrimler için 120-160 °C, tek etkili çevrimler için 80-130 °C ve yarım etkili çevrimler için 50-90 °C arasında olmalıdır. Çift etkili ve tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimleri piyasada tutulmuş ve çok kullanılan çevrimlerdir. Bu dört çevrimin tasarımları ve birbirlerinden farkları literatürde bulunabilir [1, 2].

Hava soğutmalı çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri tek etkili ve yarım etkili çevrimlere göre daha verimli, daha esnek, soğutma kulesi ve suyla soğutma gerektirmeyen sistemler olup daha üstündürler. Çift etkili sistemlerde ısı kaynağı ile iki ayrı jeneratörde iki defa soğutucu akışkan buharı üretilmektedir. Çift etkili sistemlerin birçok değişik tasarımı mevcut olup en yaygın kullanılanları paralel bağlı ve seri bağlı olanlardır. Seri bağlıda akışkan çözeltiler ikiye bölünmeden her iki jeneratörden geçer. Paralel bağlıda ise akışkan çözeltileri yüksek

basıncılı ve düşük basıncılı jeneratörleri için ikiye bölünür. Soğutma kapasitesi yönünden seri tasarım paralelden daha iyidir, ancak paralel tasarımın COP'u daha yüksektir [1, 2].

Farshi ve diğ., çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ekserji-ekonomik analizini yapmış ve minimum toplam maliyetlerin, düşük kondanser sıcaklıklarında ve yüksek evaporator sıcaklıklarında elde edildiğini bulmuştur [3]. Inzunza ve diğ., iş akışkanı H₂O/LiBr olan tek etkili, yarım etkili ve seri ve ters bağlı çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performanslarını karşılaştırmışlardır. 100 °C ve 110 °C jeneratör sıcaklıkları için tek etkilide COP 0.89, 55 °C üzerindeki jeneratör sıcaklıklarında yarım etkilide COP 0.44, değerlerinde bulmuşlardır. Çift etkilide ise COP 1.48 civarında olup, yarım etkili sistemi en iyi çalışan sistem olarak bulmuşlardır [4]. Inzunza ve diğ., başka bir çalışmalarında iş akışkanı NH₃-LiNO₃ olan tek etkili, yarım etkili ve seri ve ters bağlı çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performanslarını karşılaştırmışlardır. Soğutucu akışkanı H₂O/LiBr olan çevrimlerin COP değerleri soğutucu akışkanı NH₃-LiNO₃ olan çevrimlerden daha yüksek, ancak soğutucu akışkanı NH₃-LiNO₃ olan çevrimlerle evaporator sıcaklığı -50 °C civarına düşürülebilmektedir [5]. Talukdar ve Gogoi kombine güç ve soğutma üretiminde boylelerin atık ısı ile çalışan çift etkili H₂O/LiBr sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Güç çevrimi ile entegrasyonda çift etkili H₂O/LiBr sisteminin tek etkili sistemden daha uygun ve daha iyi olduğunu bulmuşlardır [6].

Colorado ve Rivera konvansiyonel buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi ile buhar sıkıştırılmalı-absorpsiyonlu (kaskad) tek ve çift etkili soğutma sistemlerinin performanslarını karşılaştırmışlardır [7]. Kaskad çevrimin kompresör gücünde buhar sıkıştırılmalı sisteme göre % 45 tasarruf sağladığını bulmuşlardır. Kaynaklı ve diğ., değişik ısı kaynakları ile çalışan çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Çalışmalarında ısı kaynağının sıcaklığı yükseldikçe yüksek basınç jeneratörünün ekserji kaybı artmaktadır [8]. Avanesian ve Ameri tek ve çift etkili LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji, ekserji

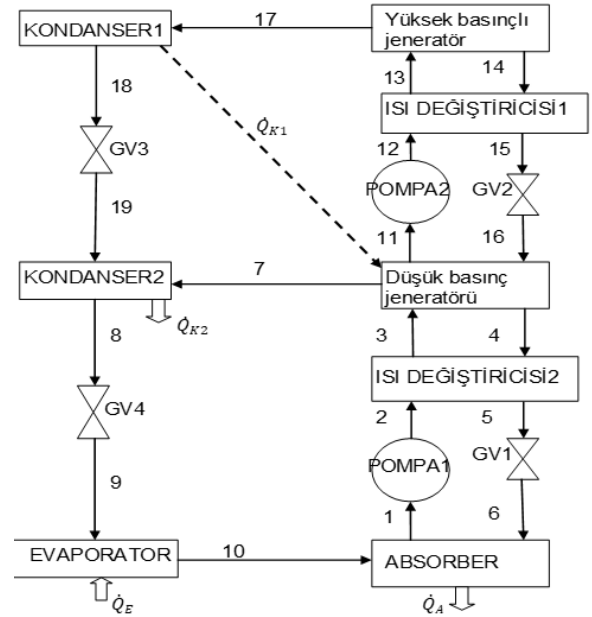
ve ekonomik analizlerini yapmış ve çift etkili sistemlerin tek etkililerden daha ekonomik olduğunu göstermişlerdir [9]. Bouaziz ve Lounissi güneş enerjili yeni çift etkili hibrit absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji araştırması adlı makalelerinde önerdikleri çevrimin konvansiyonel olanından daha yüksek COP değerine sahip olduğunu göstermişlerdir [10].

Bu çalışmanın amacı yarım etkili, tek etkili ve çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin tersinmezliklerini ve ekserjetik soğutma etkinlik katsayılarını (ECOP) araştırmak ve karşılaştırmaktır. Bu çalışmada incelenen üç çevrimin çalışma koşulları referans [1, 11]'den alınmıştır.

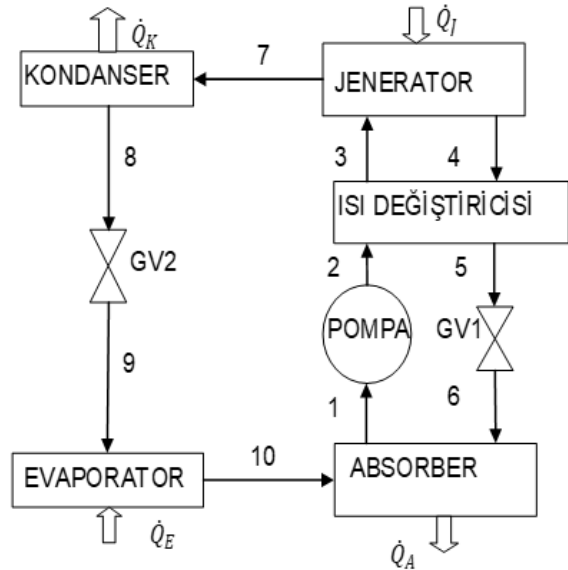
2. Materyal ve Metod

Çift etkili, tek etkili ve yarım etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin şematik diyagramları Şekil 1, 2 ve 3'te verilmiştir. Yarım etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde iki absorber, bir kondanser, iki jeneratör, bir evaporator, iki ısı değiştiricisi, iki pompa ve üç genişleme valfi mevcuttur. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde bir absorber, bir kondanser, bir jeneratör, bir evaporator, bir ısı değiştiricisi, bir pompa ve iki genişleme valfi mevcuttur.

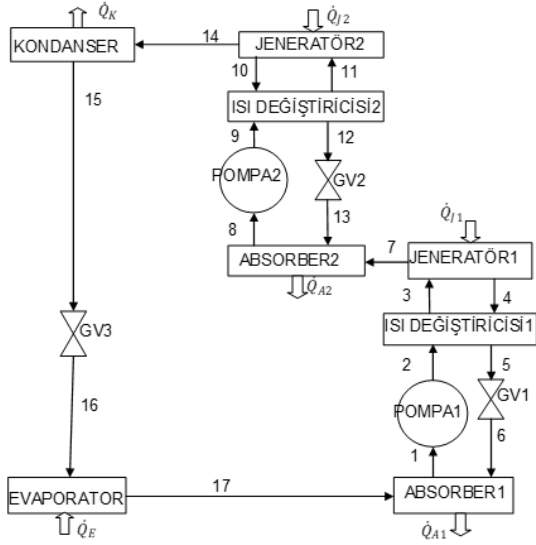
Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde bir absorber, iki kondanser, iki jeneratör, bir evaporator, iki ısı değiştiricisi, iki pompa ve dört genişleme valfi mevcuttur. Çift etkili çevrimde çözelti pompa1'den pompalanarak ısı değiştiricisi2'den ısıtarak düşük basınçlı jeneratöre geçer. Düşük basınçlı jeneratör ısıyı kondanser1'den almakta olup pompa2 ile sıvı çözeltisi ısı değiştiricisi1'e pompalanır oradan da yüksek basınçlı jeneratöre geçer. Yüksek basınçlı jeneratörden çıkan buhar kondanser1'de yoğunlaşır ve bu sırada ısıyı düşük basınçlı jeneratöre verir. Kondanser1'de yoğunlaşan buhar kondanser2'de düşük basınçlı jeneratörden gelen buhar ile karışarak tamamen yoğunlaşır. Daha sonra kondanser2'den çıkan sıvı su genişleme valfi4'te genişleyerek soğutma elde etmek üzere evaporatöre verilir.



Şekil 1. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma



Şekil 2. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma



Şekil 3. Yarım etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi

Tek etkili çevrim bir soğutma çevrimi (7-10) ile H₂O-LiBr çözelti çevriminden (1-6) oluşur. Jeneratörden elde edilen buhar kondanserde yoğunlaştırılarak sıvılaştırılır. Bu sıvı bir genişleme valfinde daha düşük basınca genişletilerek evaporatöre verilir. Evaporatörde soğutma elde

edilerek ısınan buhar absorbere verilir. Buhar burada H₂O-LiBr çözeltisi ile karışarak ısının bir kısmını atar. Absorberden fakir H₂O-LiBr çözeltisi pompalanarak ısı değiştiricisinde ısınır ve jeneratöre verilir, bu şekilde çevrim devam eder.

Yarım etkili çevrimde iki H₂O-LiBr çözelti çevrimi vardır. Buhar jeneratör2'de üretilerek kondanserde yoğunlaştırılır ve genişleme valfi3'te basıncı düşürülerek evaporatöre gönderilir. Evaporatörde tamamen buharlaşarak ısınan H₂O buharı absorber1'de H₂O-LiBr çözeltisi ile karışarak ısının bir kısmını atar. Absorber1'deki fakir H₂O-LiBr çözeltisi ısı değiştiricisi1'e pompalanır ve buradan ısınarak düşük basınçlı jeneratör1'e gelir. Jeneratör1'de suyun bir kısmı verilen ısının etkisi ile buharlaşır ve buradan absorber2'ye geçer. Absorber2'de H₂O-LiBr çözeltisine karışan buhar bir kısmı ısını atar. Absorber2'den pompalanan fakir H₂O-LiBr çözeltisi bir ısı değiştiricisinde biraz daha ısıtılarak yüksek basınçlı jeneratör2'ye verilir.

Tablo 1. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin her bir cihazı ve tümü için kütle, enerji ve ekserji denklemleri [12, 13]

Cihaz	Kütle dengesi	Enerji dengesi	Ekserji denklemleri
Absorber	$\dot{m}_6 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_1$	$Q_A = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1$	$E_1 = \dot{m}_1(h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0))$ $E_6 = \dot{m}_6(h_6 - h_0 - T_0(s_6 - s_0))$ $E_{10} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_0 - T_0(s_{10} - s_0))$
Pompa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$W_{P1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$	$E_2 = \dot{m}_2(h_2 - h_0 - T_0(s_2 - s_0))$
Isı değiştiricisi	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{m}_2h_2 + \dot{m}_4h_4 = \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_5h_5$	$E_3 = \dot{m}_3(h_3 - h_0 - T_0(s_3 - s_0))$ $E_4 = \dot{m}_4(h_4 - h_0 - T_0(s_4 - s_0))$ $E_5 = \dot{m}_5(h_5 - h_0 - T_0(s_5 - s_0))$
Genişleme valfi1	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_5h_5 = \dot{m}_6h_6$	
Jeneratör	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$	$\dot{m}_3h_3 + Q_J = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_7h_7$	$E_7 = \dot{m}_7(h_7 - h_0 - T_0(s_7 - s_0))$
Kondanser	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_7h_7 = \dot{m}_8h_8 + Q_K$	$E_8 = \dot{m}_8(h_8 - h_0 - T_0(s_8 - s_0))$
Genişleme valfi2	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{m}_8h_8 = \dot{m}_9h_9$	$E_9 = \dot{m}_9(h_9 - h_0 - T_0(s_9 - s_0))$
Evaporatör	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_9h_9 + Q_E = \dot{m}_{10}h_{10}$	
Tüm çevrim		$(\dot{Q}_A + \dot{Q}_K)_{\text{kanenerji}} = (\dot{Q}_J + W_P + \dot{Q}_E)_{\text{girenenerji}}$ $COP = \dot{Q}_E / (W_P + \dot{Q}_J)$ $W_P = \dot{m}_g(h_g - h_\varphi) = \Delta P / \rho$ $\dot{E} = Q(1 - \frac{T_0}{T})$ $\dot{E}_{D,I} = \dot{E}_3 + \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_4$	$\dot{E}_{D,K} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{E}_{C1}$ $\dot{E}_{D,I,D} = \dot{E}_2 + \dot{E}_4 - \dot{E}_3 - \dot{E}_5$ $\dot{E}_{D,E} = \dot{E}_9 + \dot{E}_E - \dot{E}_{10}$ $\dot{E}_{D,GV} = \dot{E}_g + \dot{E}_\varphi$ $ECOP = \dot{E}_E / (W_{P,top} + \dot{E}_J)$

Bu çalışmada üç çevrimin termodinamik ve matematik modelleri ve termodinamik analizleri yapılarak aşağıda açıklanmıştır. Termodinamik analizde yapılan kabuller şunlardır: Borulardaki ve cihazlardaki basınç düşüşleri ihmal edilebilir,

çevrimler dengeli ve düzgün akışlı, kondanser çıkışındaki akışkan tamamen sıvı halde ve kondanser basıncında, pompalama işlemi adyabatik, basınç düşürücü valfler adyabatik, evaporatörden çıkan akışkan evaporatör

basıncında doymuş buhar halinde, soğutucu akışkan saf su, cihazlardan çevreye olan ısı kaybı ihmal edilebilir ve Jeneratör ve absorberden çıkan çözelti beklenen sıcaklık ve basınçta denge halinde doymuş olarak kabul edilmiştir. Çevrimlere kütle giriş çıkışı olmadığından akışların kimyasal ekserjileri dikkate alınmamış, sadece fiziksel ekserjileri hesaba katılmıştır. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminde kullanılan denklemler her bir cihaz ve tüm çevrim için Tablo 1’de verilmiştir.

3. Sonuçlar

Akışların entalpi ve entropi değerlerini hesaplamak için yazar tarafından FORTRAN dilinde bilgisayar program yazılmış ve

kullanılmıştır. Akışların entalpi ve entropi değerlerini hesaplamak için kullanılan denklemler referans [14, 15]’ten alınmıştır. Referans hal değerleri % 50 konsantrasyonlu H₂O-LiBr, 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklık için $h_0=49.2$ kJ/kg ve $s_0=0.1867$ kJ/kgK olarak alınmıştır. Tablo 2’de her bir cihaz için ve tüm çift etkili paralel akışlı çevrim için enerji, ekserji, kayıp ekserji, COP, ECOP, ekserji ve enerji denge ve değerleri verilmiştir. Karşılaştırma için her bir çevrime verilen ısı enerjisi her çevrim için farklı sıcaklıklarda olmak üzere 4000 kW’tır.

Tablo 3’te tek etkili çevrim ve Tablo 4’te yarım etkili çevrim için enerji, ekserji, kayıp ekserji, COP, ECOP, ekserji ve enerji denge ve değerleri her bir cihaz ve tüm çevrim verilmiştir.

Tablo 2. Çift etkili paralel akışlı çevrimin her bir cihazı ve tümü için enerji, ekserji, kayıp ekserji, COP, ECOP, ekserji ve enerji denge ve değerleri

Absorber ısı enerjisi- ekserji kaybı	$Q_A=6326$ kW, $E_A=E_{D,A}=492$ kW
Kondanser1 ısı enerjisi- ekserjisi -- ekserji kaybı	$Q_{K1}=2325$ kW, $E_{K1}=470.5$ kW, $(E_{D,DBJ}+E_{D,K1})=172$ kW,
Kondanser2 ısı enerjisi- ekserjisi -- ekserji kaybı	$Q_{K2}=2459$ kW, $E_{K2}=E_{D,K2}=193$ kW
Evaporator ısı enerjisi- ekserjisi	$Q_E=4782$ kW, $E_E=343$ kW, $E_{D,E}=687$ kW
Yüksek basınçlı jeneratör ısı enerjisi- ekserjisi	$Q_{YBJ}=4000$ kW, $E_{YBJ}=1209$ kW
Düşük basınçlı jeneratör ısı enerjisi- ekserjisi -ekserji kaybı	$Q_{DBJ}=Q_{K1}=2780$ kW, $E_{DBJ}=364$ kW, $(E_{D,DBJ}+E_{D,K1})=203$ kW
COP	1.196
ECOP	0.284
Giren Enerji=Çıkan Enerji $\rightarrow (Q_{YBJ} + Q_E=Q_A + Q_{K2}) \rightarrow (4000+4782=6326+2459) \rightarrow 8782 \approx 8785$	
Tüm çevrim(giren ekserji $(E_{TÜM}=E_{YBJ} + E_E=1209+343=1552)$	
Tüm çevrim (giren ekserji = çıkan ekserji =kayıp + tersinmezlik)	
$(E_{D,TÜM}=(E_{D,DBJ}+E_{D,K1})+ E_{D,A}+ E_{D,K2}+ E_{D,E}+ E_{D,digerleri}=172+492+193+687=1544 \approx 1552=$ giren ekserji)	
$Hata=(1552-1544)/ 1552=0.005$	

Table 3. Tek etkili paralel akışlı çevrimin her bir cihazı ve tümü için enerji, ekserji, kayıp ekserji, COP, ECOP, ekserji ve enerji denge ve değerleri

Absorber ısı enerjisi- ekserji kaybı	$Q_A=3780$ kW, $E_A=E_{D,A}+E_{A,kayıp}=245$ kW,
Kondanser ısı enerjisi- ekserjisi- ekserji kaybı	$Q_K=2941$ kW, $E_{K,kayıp}+ E_{D,K}=198$ kW
Evaporator ısı enerjisi- ekserjisi	$Q_E=2720.7$ kW, $E_E=229.3$ kW, $E_{D,E}=422.7$ kW
Jeneratör ısı enerjisi- ekserjisi	$Q_J=4000$ kW, $E_J=905$ kW, $E_{D,J}=261.2$ kW
COP	0.68
ECOP	0.254
Giren Enerji=Çıkan Enerji $\rightarrow (Q_J+ Q_E=Q_A+ Q_K) \rightarrow (4000+2720.7=3780+2941) \rightarrow 6720.7=6721$	
Tüm Çevrim (giren ekserji $(E_{TÜM}=E_J+ E_E=905+229.3=1134.3)$)	
Tüm Çevrim (giren ekserji = çıkan ekserji)	
$(E_{D,TÜM}=E_{D,K}+ E_{D,A}+ E_{D,J}+ E_{D,E}=198+245+261.2+422.7=1126.9)$	
giren ekserji = çıkan ekserji $\rightarrow 1134.3 \approx 1126.9$	
$Hata=(1134.3-1126.9)/ 1134.3=0.006$	

Bir soğutma sistemi için soğutma etkenlik katsayısı (COP) ve ekserjetik soğutma etkenlik katsayısı (ECOP) göz önüne alınması gereken en önemli değerlendirme kriterleridir. Yukarıda

verilen tablolardan görüldüğü gibi çift etkili çevrimin COP ve ECOP değerleri sırasıyla 1.196 ve 0.284 olup üç çevrim arasındaki en yüksek değerlerdir. Tek etkili çevrimin COP ve ECOP

değerleri sırasıyla 0.68 ve 0.254 olup, yarım etkili çevrimin COP ve ECOP değerleri sırasıyla 0.455 ve 0.24 civarındadır. Verilen ısı enerjisinin sıcaklığı çift etkili çevrimde 175 °C, tek etkili çevrimde 105 °C ve yarım etkili çevrimde 50 °C civarındadır. Buradan da görüleceği gibi absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde ısı kaynağının sıcaklığı arttıkça COP ve ECOP değerleri de artmaktadır.

En çok ekserji yıkımı ve kaybı her üç çevrimde de evaporatörlerde ortaya çıkmaktadır. Ekserji yıkımında ve kaybında absorberler ikinci sırada gelmektedir. Ekserji yıkım ve kaybının çoğunluğu bu iki cihazda olmaktadır. Isı değiştiricilerinde, pompalarda ve genişleme valflerindeki ısı kaybı ve yıkımı ihmal edilebilecek seviyededir.

Tablo 4. Yarım etkili paralel akışlı çevrimin her bir cihazı ve tümü için enerji, ekserji, kayıp ekserji, COP, ECOP, ekserji ve enerji denge ve değerleri

Absorber1 ısı enerjisi- ekserji kaybı	$Q_{A1}= 2001 \text{ kW}, E_{A1}=E_{D,A1}+E_{A1,kayıp}=76.4$
Jeneratör1 ısı enerjisi- ekserjisi	$Q_{J1}= 2061 \text{ kW}, E_{J1}= 337.8 \text{ kW}$
Absorber2 ısı enerjisi- ekserji kaybı	$Q_{A2}= 1933 \text{ kW}, E_{A2}=E_{D,A2}+ E_{A2,kayıp}=239.1 \text{ kW}$
Jeneratör2 ısı enerjisi- ekserjisi	$Q_{J2}= 1939 \text{ kW}, E_{J2}= 150.5 \text{ kW}$
Kondenser ısı enerjisi- ekserjisi - ekserji kaybı	$Q_K=1879.7 \text{ kW}, E_K=E_{K,kayıp}+ E_{D,K} =46 \text{ kW}$
Evaporatör ısı enerjisi- ekserjisi	$Q_E= 1818.5 \text{ kW}, E_E= 117 \text{ kW}, E_{D,E}= 241.5 \text{ kW}$
COP	0.455
ECOP	0.24
Giren Enerji=Çıkan Enerji $\rightarrow (Q_{J,TÜM}+ Q_E=Q_{A,TÜM}+ Q_K)$	
$(2061+1939+1818.5=2001+1933+1879.7)\rightarrow 5818.5\approx 5813.7$	
Tüm Çevrim (giren ekserji $(E_{TÜM}= E_{J,TÜM}+ E_E=337.8+150.5+117=605.3)$)	
Tüm Çevrim (giren ekserji =çıkan ekserji =Kayıp + tersinmezlikler)	
$(E_{D,TÜM}+E_{kayıp,TÜM}= E_K+ E_{A1}+ E_{A2}+E_{D,E} =46+76.4+239.1+241.5=603)$	
giren ekserji = çıkan ekserji $\rightarrow 605.3\approx 603)$	
Hata= $(605.3-603)/ 605.3=0.004$	

Evaporatör ve absorberlerin daha iyi tasarlanması, geliştirilmesi ve iyileştirilmesi absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin çalışma koşullarını ve performansını iyileştirme yönünde etkileyecektir.

Yukarıda elde edilen sonuçlar çift etkili sistemin tek ve yarım etkili sistemlerden daha yüksek COP ve ECOP değerlerine sahip olduğunu göstermiştir. Ancak tek etkili sistem yarım ve çift etkili sistemlerden daha az cihaz gerektirdiğinden tek etkili sistemler yarım ve çift etkili sistemlerden daha ucuz ve basittir. Üç çevrimin hesaplarında % 0.5 civarında bir hata ortaya çıkmış olup ihmal edilebilir seviyededir. Düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi kaynaklarından absorpsiyonlu soğutma için en uygun çevrim yarım etkili çevrimdir. Elde edilen sonuçlar literatürde elde edilen sonuçlarla uyumludur.

4. Tartışma

Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri atık ısı, güneş enerjisi ve jeotermal enerji gibi düşük sıcaklıktaki ısı enerjisini kullanabilen, çevre dostu, çok az elektrik enerjisi gerektiren, ucuz ve

maliyetleri düşüren bir teknolojiye sahiptir. Bu çalışmada paralel akışlı çift etkili, tek etkili ve yarım etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin ekserji analizi yapılmış ve karşılaştırılmıştır. Akışların entalpi ve entropi değerlerini hesaplamak için yazar tarafından FORTRAN dilinde bilgisayar program yazılmış ve kullanılmıştır. Paralel akışlı çift etkili sistem, tek ve yarım etkili sistemlerden daha avantajlı olup, daha yüksek COP ve ECOP değerlerine sahiptir. Çift etkili sistemin COP ve ECOP değerleri sırasıyla 1.196 ve 0.284 iken, tek etkili sistemde COP ve ECOP değerleri sırasıyla 0.68 ve 0.254 ve yarım etkili sistemde COP ve ECOP değerleri sırasıyla 0.455 ve 0.24 bulunmuştur. Düşük sıcaklıklarda ısı kaynakları için yarım etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimi en uygun çevrimdir. Çevrimleri oluşturan her bir cihazın ekserji kayıpları hesaplanmış ve en çok ekserji kaybının evaporatör ve absorberde olduğu görülmüştür. Evaporatör ve absorberlerin daha iyi tasarlanması, geliştirilmesi ve iyileştirilmesi absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin çalışma koşullarını ve performansını iyileştirme yönünde etkileyecektir.

5. Semboller

COP	Soğutma etkinlik katsayısı
e	özgül ekserji (kJ/kg)
\dot{E}	ekserji (kW)
h	özgül entalpi (kJ/kg), (kJ/kMol)
\dot{m}	kütle akış oranı (kg/s)
P	basınç (kPa)
\dot{Q}	ısı enerjisi (kW)
s	özgül entropi (kJ/kg K)
T	sıcaklık (K)
\dot{W}	güç (kW)
η	verim

Alt İndis

A	absorber
-----	----------

C	kondanser
D	tersinmezlik
en	enerji
ex	ekserji
E	evaporator
GV	genleşme valfi
ID	ısı değiştiricisi
YBJ	yüksek basınçlı jeneratör
L	kayıp
LPG	düşük basınçlı jeneratör
OC	tüm çevrim
P	pompa
0	çevre koşullarında

6. Kaynaklar

- ASHRAE, Fundamentals Handbook, (2001). Chapter 1. Thermodynamics and refrigeration cycles .
- Srikhirin, P., Aphornratana, S. and Chungpaibulpatana, S. (2001). A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, **5**: 343-372.
- Garousi Farshi, L., Mahmoudi, S.M.S., Rosen, M.A., Yari, M. and Amidpour, M. (2013). Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, **65**: 13–25.
- Domínguez-Inzunza, L.A., Sandoval-Reyes, M., Hernández-Magallanes, J.A. and Rivera, W. (2014). Comparison of the performance of single-effect, half-effect, double-effect in series and inverse absorption cooling systems operating with the mixture H₂O/LiBr. *Energy Procedia*, **57**: 2534-2543.
- Domínguez-Inzunza, L.A., Hernández-Magallanes, J.A., Sandoval-Reyes, M. and Rivera, W. (2014). Comparison of the performance of single-effect, half-effect, double-effect in series and inverse and triple-effect absorption cooling systems operating with the NH₃-LiNO₃ mixture. *Applied Thermal Engineering*, **66**: 612-620.
- Talukdar, K., and Gogoi, T.K. (2016). Exergy analysis of a combined vapor power cycle and boiler flue gas driven double effect water–LiBr absorption refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, **108**: 468–477.
- Colorado, D. and Rivera, W. 2015. Performance comparison between a conventional vapor compression and compression-absorption single-stage and double-stage systems used for refrigeration. *Applied Thermal Engineering*, **87**: 273-285.

- Kaynakli, Ö., Saka, K. and Kaynakli, F. (2015). Energy and exergy analysis of a double effect absorption refrigeration system based on different heat sources. *Energy Conversion and Management*, **106**: 21–30.
- Avanessiana, T. and Ameri, M. (2014). Energy, exergy, and economic analysis of single and double effect LiBr–H₂O absorption chillers. *Energy and Buildings*, **73**: 26–36.
- Bouaziz, Nahla and Lounissi, D., (2015). Energy and exergy investigation of a novel double effect hybrid absorption refrigeration system for solar cooling. *International Journal of Hydrogen Energy*, **40**(1): 3849-3856.
- Gebreslassie, B.H., Medrano, M. and Boer, D. (2010). Exergy analysis of multi-effect water-LiBr absorption systems: From half to triple effect. *Renewable Energy*, **35**: 1773-1782.
- Annamalai, K. and Puri, I.K. (2002). Advanced thermodynamics engineering, CRC Press LLC.
- Dincer, I. and Rosen, M.A., (2007). EXERGY, energy, environment and sustainable development, 1st ed., Elsevier Ltd.
- Chua, H.T., Toh, H.K., Malek, A., Ng, K.C. and Srinivasan, K. (2000). Improved thermodynamic property fields of LiBr–H₂O solution, *International Journal of Refrigeration*, **23**: 412-429.
- Kaita, Y. (2001). Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperature. *International Journal of Refrigeration*, **24**: 374-390.