



DİFÜZYON ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNDE CuO VE TiO₂ NANO PARTİKÜLLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ PERFORMANSINA ETKİSİ

Abdullah YILDIZ*, Sinan SUNAL**

Uşak Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Uşak

* abdullah.yildiz@usak.edu.tr, ORCID: 0000-0003-4831-0975

** sinan.sunal@gmail.com

(Geliş Tarihi: 08.03.2022, Kabul Tarihi: 14.03.2023)

Özet: Difüzyon Absorpsiyonlu Soğutma (DAR) sisteminde performans artırmanın etkin yollarından biriside nano partikül kullanımıdır. Bu çalışmada, çalışma akışkanı olarak amonyak-su-helyum kullanan bir DAR sistemine ağırlıkça % 0,68 eklenen CuO ve TiO₂ nano partikülünün sistemin her bir ekipmanında meydana gelen enerji kaybı ve ekserji yıkımına, enerji ve ekserji performanslarına etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. TiO₂ nano partikülünün sistemin çalışma basıncını düşürdüğü, CuO nano partikülünün sistem çalışma basıncında herhangi bir etki yaratmadığı gözlemlenmiştir. TiO₂ ve CuO nano partikülleri soğutma kapasitesini artırmıştır. TiO₂ ve CuO nano partikülü enerji performansını sırasıyla % 66,75 ve % 13,32 artırırken ekserji performansını sırasıyla %17,53 ve %3,42 azaltmıştır.

Anahtar Kelimeler: Difüzyon Absorpsiyonlu Soğutma, CuO, TiO₂, performans, enerji, ekserji

THE EFFECT OF CuO AND TiO₂ NANO PARTICLES ON ENERGY AND EXERGY PERFORMANCE IN DIFFUSION ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM

Abstract: One of the effective ways to increase performance in Diffusion Absorption Refrigeration (DAR) system is the use of nanoparticles. In this study, the effect of CuO and TiO₂ nanoparticles added 0.68 wt% to a DAR system using ammonia-water-helium as the working fluid on the energy loss and exergy destruction occurring in each equipment of the system, energy and exergy efficiencies was experimentally investigated. It has been observed that the TiO₂ nanoparticle reduces the operating pressure of the system, while the CuO nanoparticle does not have any effect on the system operating pressure. TiO₂ and CuO nanoparticles increased the cooling capacity. While TiO₂ and CuO nanoparticles increased the energy performance by 66.75% and 13.32%, respectively, they decreased the exergy performance by 17.53% and 3.42%, respectively.

Keywords: Diffusion Absorption Refrigeration, CuO, TiO₂, performance, energy, exergy

SEMBOLLER

COP	enerji performans katsayısı	\dot{Q}	ısı transfer hızı [W]
C_p	özgül ısı [$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$]	s	özgül entropi (J kg-1 K-1)
DAR	difüzyon absorpsiyon soğutma	\dot{S}	entropi [W]
\dot{I}	tersinmezlik [W]	T	sıcaklık [$^{\circ}\text{C}$, K]
\dot{E}_x	ekserji hızı [W]	X	çözeltideki amonyak kütle oranı
ExCOP	ekserji performans katsayısı	\dot{W}	elektrik tüketimi [W]
h	entalpi [Jkg^{-1}]	ρ	yoğunluk [kgm^{-3}]
k	ısı iletim katsayısı [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]	Ψ	akış ekserjisi (kullanılabilirlik) [Jkg^{-1}]
\dot{m}	kütleli debi [kgs^{-1}]	μ	dinamik viskozite [$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$]
P	basıncı [bar]		

Alt indis

1a,2,3,..	sistemin tanımlı noktası	mass	kütle
bf	baz akışkan	nf	nano akışkan
buh	buharlaştırıcı	np	nano partikül
dest	yıkım	o	tanımlı ölü hal
elect	elektrik	out	çıkış
gen	üretim	ps	zengin çözelti
heat	ısı	rs	zayıf çözelti
ısıd	ısı değiştirici	saf	saflaştırıcı
ig	yardımcı gaz	soğ	soğurucu
in	giriş	yoğ	yoğurturucu

GİRİŞ

Difüzyon Absorpsiyonlu Soğutma (DAR) sisteminin kullanılması çok eski yıllara uzanmaktadır. Elektrikliğin nadir kullanıldığı zamanlarda buzdolaplarında soğutma sistemi olarak ısı güç ile çalışan bu sistemler kullanılmıştır. Sonraki dönemlerde elektrik enerjisinin daha sık kullanılması ile birlikte bu sistem yerini kompresörlü soğutma sistemine bırakmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en sık kullanılan çalışma akışkanı LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O çözeltilisidir. DAR sistemlerinde kullanılan akışkanların çevreye herhangi bir zarar vermemesi, sistemde elektrik, yenilenebilir enerji, LPG ve doğalgaz gibi farklı enerji kaynaklarının kullanılması bu sistemin yaygınlaşmasında önemli bir rol oynamıştır. Ayrıca sessiz çalışma ortamı sağlaması ve parçaların hareketli olmaması bakım maliyeti ve sürecini olumlu yönde etkilemiş dolayısıyla bu soğutma sisteminin önemini arttırmıştır (Sunal, 2019).

Literatürde, DAR sistemlerinin enerji analizi üzerine birçok çalışma mevcuttur. Arslan ve Eğrican (2004) çalışma akışkanı olarak amonyak-su-helyum kullanan DAR sisteminin farklı ısı girdileri için (60 W, 70 W ve 80 W) enerji analizini yapmıştır. Sistem performansını 60 W, 70 W ve 80 W için sırasıyla 0,2338, 0,2364 ve 0,2254 olarak hesaplamışlardır. Özbaş (2009) çalışma akışkanı olarak amonyak-su-helyum kullanan DAR sistemini deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Sistem performansını arttırmak amacıyla iki farklı tasarım geliştirmiştir. Ön soğutmalı sistemde yapısal değişiklik yaparak ön soğutmasız sistem (DAR2) ve ön soğutmalı sistemin absorber girişine yerleştirilen bir ejektörün kullanıldığı sistemlerin (DAR3) tasarımlarını ve imalatlarını yapmıştır. Elektrik enerjisi ile yapılan deneylerde iç ortam sıcaklığı olarak 3°C ile en iyi sonucu DAR3 sisteminde ulaşırlken, dolaşım oranının yüksek olmasından dolayı en iyi COP değeri DAR2 sisteminde % 27 olarak elde edilmiştir. Ayrıca ejektör kullanımı ile ön soğutmalı sistemin performansının % 26 arttığı gözlemlenmiştir. Chen vd. (1996) ısı değiştiricili yeni bir jeneratöre sahip DAR sistemi tasarlamış ve üretmiştir. Bu sistemin test sonuçlarını orijinal jeneratör tasarımına sahip DAR sistemi ile karşılaştırmıştır. Yeni tasarımın, COP değerini % 50 arttırdığı sonucuna ulaşmıştır. Srihkirin ve Aphornratana (2002) kabarcık pompası performansı için hava ve su kullanan basit bir deneyden elde sonuçları matematiksel modelden elde edilen sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Sistem performansının kabarcık pompası özelliklerine ve evaporatör ve absorber kütle transfer performansına güçlü bir şekilde bağlı olduğunu ortaya koymuşlardır. Koyfman vd. (2003) çalışma akışkanı olarak organik çözücü ve hidroklorofloro karbon soğutucu akışkan çözeltisi kullanan DAR sistemindeki kabarcık pompasının performansını deneysel olarak araştırmıştır. Kabarcık pompasının performansının ısı girişine bağlı olarak değiştiğini gözlemiştir. Zohar vd. (2005) Electrolux Sweden tarafından üretilen yardımcı gaz olarak hidrojen

ve helyum kullanan amonyak-su çalışma akışkanlı DAR sistemi için termodinamik bir model geliştirmişler ve sistemin performansını bilgisayar simülasyonu ile parametrik olarak incelemişlerdir. Sistemin her bir ekipmanı için kütle ve enerji korunum denklemleri oluşturularak sayısal olarak çözmüşlerdir. Modeli, DAR sistemleri için daha önce yayınlanan deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulamışlardır. Farklı koşullar altında en iyi performansı, zengin çözelti için 0,2-0,3 ve zayıf çözelti için 0,1 amonyak kütle derişiminde elde etmişlerdir. Yardımcı gaz olarak helyum kullanan DAR sisteminin performans katsayısının hidrojen kullanan sistemden yaklaşık % 40 daha fazla olduğunu ortaya koymuşlardır. Zohar vd. (2007) yardımcı gaz olarak hidrojen kullanan amonyak-su çalışma akışkanlı DAR sistemi için termodinamik bir modele dayanarak, buharlaştırıcı girişinden önce yoğunlaşma alt soğutması olan ve olmayan, iki DAR sisteminin performansını karşılaştırmışlardır. İki çevrimin performansını bilgisayar simülasyonları ile parametrik olarak araştırmışlardır. Yoğuşma alt soğutmasız DAR sisteminin COP değerinin yoğunlaşma alt soğutmalı sisteme göre % 14-20 daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Zohar vd. (2008) birinci tasarımda; zayıf çözeltiye ısı aktarımı olmadan zengin çözeltiye ısı girişi, ikinci tasarımda; halka şeklindeki zayıf çözeltiye ısı transferi ile zengin çözeltiye ısı girişi ve üçüncü tasarımda ticari sistemlerde kullanılan bir konfigürasyon olan zayıf çözelti yoluyla zengin çözeltiye ısı girişi olan jeneratör ve kabarcık pompası tasarımlarında farklılık gösteren üç DAR sisteminin performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Aynı ısı girişi için, ikinci tasarımın en yüksek seviyede ve birinci tasarımın en düşük seviyede soğutucu akışkanı ayırtırdığını tespit etmişlerdir. Üçüncü tasarımın, COP açısından ikinci tasarıma nazaran daha düşük performansla sahip olduğunu ortaya koymuşlardır. Birinci tasarımın, ısının doğrudan zengin çözeltiye verilmesine rağmen en düşük performansla sahip olduğunu ifade etmişlerdir. Jakob vd. (2008) enerji kaynağı olarak güneş enerjisi kullanan amonyak-su çalışma akışkanlı DAR sisteminin deneysel ve simülasyon sonuçlarını karşılaştırmıştır. Maksimum COP değerini 0,38 olarak bulmuşlar ve simülasyon sonuçlarının deney sonuçları ile uyumlu olduğunu ortaya koymuşlardır. Zohar vd. (2009) beş farklı soğutucu akışkan (R22, R32, R124, R125 ve R134a) ve organik soğurucu (DMAC - dimetilasetamid) sistemin enerji performansını, yardımcı gaz olarak helyum kullanan amonyak-su çalışma akışkanlı DAR sisteminin performansı ile sayısal olarak karşılaştırmışlardır. En yüksek performansı 0,298 olarak amonyak-su çalışma akışkanlı sistemde elde ederken en düşük performansı 0,136 olarak R32 çalışma akışkanlı sistemde hesaplamışlardır. Wang vd. (2011) ikili soğutucu R23-R134a, soğurucu olarak N,N-dimethylformamide (DMF) ve yardımcı gaz olarak helyum ile çalışan bir DAR sisteminin COP değerini teorik olarak araştırmışlardır. Teorik analizde, ısıtıcı gücü, kaynak sıcaklığı, çevre sıcaklığı, sistem basıncı, zengin çözelti derişim oranı, saflaştırıcının saflaştırma etkinliği ve soğutucuya katılan

helyum oranının performansa etkini incelemişlerdir. Sözen vd. (2012) DAR performans iyileştirmesi üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneysel, endüstride en yaygın kullanılan model olan ön soğutmalı sistem (DAR-1), ön soğutmasız sistem (DAR-2) ve DAR-1'den farklı olarak, DAR-1'in soğurucu girişine bir ejektörün yerleştirildiği sistem (DAR-1WE) olmak üzere üç DAR çevrimini incelemişlerdir. DAR-1WE çevriminin en yüksek performansa sahip olduğunu ve soğutma ortam sıcaklığını 3,2 °C'ye düşürdüğünü belirlemişlerdir. Başka bir deyişle, DAR-1WE sisteminin önceden belirlenmiş soğutma ortam sıcaklığına en az sürede ulaştığını ortaya koymuşlardır. Starace ve Pascalis (2012) DAR performansı için saflaştırıcı çıkışında saf amonyak kabulünün yapılmadığı yeni termodinamik modelin sonuçlarını Zohar vd. (2009) teorik sonuçları ile karşılaştırmışlardır. İki modelin tahminleri arasındaki farkın % 2 ile % 8,5 arasında değiştiğini ve bu farkın amonyak içeriğine ilişkin varsayımdaki ana farktan kaynaklandığı belirtmişlerdir. Starace ve Pascalis (2013) soğutma sistemleri tasarımı için yeni bir analitik model iyileştirmesi yapmıştır. % 70,1 H₂O, % 27,9 NH₃ ve % 2.0 Na₂CrO₄ karışımı ile doldurulmuş ve 11,5 bar helyum ile basınçlandırmış sisteminin analitik modelini, farklı ısıtıcı güçleri için deneylerle karşılaştırmıştır. Ölçüm ve modelden hesaplanan kütleli debileri karşılaştırmış ve zayıf karışım kütleli debisi ve COP açısından hataları tahmin etmiştir. Zayıf karışım sıcaklığında 1 K, zayıf karışım kütleli debisinde % 2,32 ve COP değerinde maksimum %5 mutlak hata bulmuş ve modelin doğruluğunu ortaya koymuştur. Mazouz vd. (2014) ticari bir DAR sisteminin soğutma kapasitesini değerlendirmek için kararlı hal ve dinamik olmak üzere iki alternatif deney yöntemini deneysel olarak karşılaştırmıştır. 42 W ısıtıcı gücü ve 185 °C jeneratör sıcaklığı için COP değerini 0,12 olarak hesaplamıştır. Ersöz (2015) jeneratöre sağlanan üç farklı ısı girişinin (62, 80 ve 115 W) DAR sisteminin enerji performansına etkisini deneysel olarak araştırmıştır. Saflaştırıcı, kondenser, absorber, çözelti ısı değiştiricisi ve borulardan çevreye olan enerji kayıplarını, evaporatörde kazanılan enerji kazancını ve enerji performansını irdelemiştir. En yüksek COP değerini 0,36 olarak 62 W ısı girişinde elde ederken en düşük COP değerini 0,30 olarak 115 W ısı girişinde elde etmiştir. Wang vd. (2017) düşük jeneratör sıcaklığında düşük soğutma sıcaklığı elde etmek için R23-R134a ve R23-R32-R134a gibi iki grup florür soğutucu çalışma akışkanı kullanan bir DAR sistemi üretmiştir. Soğurucu ve yardımcı gaz olarak DMF ve helyum kullanmıştır. R23-R134a çalışma akışkanlı DAR sisteminde soğutma sıcaklığı, R23 derişiminden veya helyum miktarlarından etkilenmezken R23-R32-R134a çalışma akışkanlı DAR sisteminde optimum bir R32 derişimi ve optimum bir basınç değeri oluşmuştur. Düşük sıcaklıklı soğutma uygulamalarında ve düşük dereceli ısı enerjisinin verimli kullanımında karışık florür soğutucu akışkanlarla çalışan DAR sisteminin umut verici bir potansiyele sahip olduğunu ortaya koymuşlardır. Soli vd. (2017) çalışma akışkanı olarak propilen/heksan, propilen/heptan, propilen/oktan ve propilen/nonan olmak

üzere dört farklı hidrokarbon kullanan DAR sisteminin teorik termodinamik fizibilite çalışmasını yapmışlardır. 150 °C'den düşük (fosil ve güneş enerjisi gibi) jeneratör sıcaklıklarında çalışan düşük güçlü (300 W) bir sistemi modellemişlerdir. Hesaplamalarda, kondenser ve absorber sıcaklıklarını 42 °C ve sistem toplam basıncını 17,5 bar olarak kabul etmişlerdir. Modelin doğruluğunu literatürden elde edilen sonuçlarla karşılaştırarak optimum çalışma koşullarını belirlemişlerdir. Adjidabe vd. (2017) elektrik ve içten yanmalı motorun egzoz gazından elde edilen ısı olmak üzere iki enerji kaynağı için çalışma akışkanı olarak H₂O-NH₃-H₂ kullanan bir DAR sisteminin dinamik yöntem kullanılarak deneysel olarak analiz etmiştir. Her iki enerji kaynağı için, buharlaşma sıcaklığının 3°C ve amonyak kaynatmak için gerekli minimum sıcaklığın 140°C civarında olması gerektiğini belirtmişlerdir. Adjidabe vd. (2017) bir DAR sisteminin performansını MATLAB ve EES yazılımı kullanılarak bilgisayar simülasyonu ile dinamik model geliştirerek sayısal ve deneysel olarak analiz etmişlerdir. Zamana bağlı sayısal sonuçlar, NH₃-H₂O-H₂ çalışma akışkanlı 0.04 m³ ticari bir DAR sisteminden elde edilen deneysel verilerle doğrulanmıştır. Model ve deney sonuçları arasındaki kısmi hata her bir bileşenin tüm sıcaklıkları için % 15'i geçmemiştir ve uyumlu çıkmıştır. Sonuç olarak, buharlaşma sıcaklığının düşmeye başlaması için minimum başlangıç sıcaklığının 152 °C ve gerekli elektrik gücünün 63,8 W olduğunu ortaya koymuşlardır. Jemaa vd. (2017) ticari bir DAR sisteminin deneysel sonuçlarına bağlı analizini yapmışlardır. Sistemin her bir ekipmanının giriş ve çıkış, kabin ve ortam sıcaklıklarını sürekli olarak ölçmüşler ve farklı elektrik girdileri için test etmişlerdir. Kabinin toplam ısı transfer katsayısını hem teorik hem de deneysel yöntemden 0,2 W/°C olarak bulmuşlardır. Buharlaştırıcı toplam ısı transfer katsayısını, dinamik ve kararlı durum yöntemlerini kullanarak 0,3 W/°C olarak hesaplamışlardır. Son olarak, ünitenin soğutma kapasitesi ve COP değerini değerlendirmişlerdir. Bu sistemin istenen durumu sağlamak için gerekli ısıtma gücünün 35 W- 45 W aralığında olması gerektiğini ortaya koymuşlardır. Mansouri vd. (2018) kararlı koşullar altında çalışan düşük kapasiteli ticari DAR sisteminin deney sonuçlarını Aspen-Plus yazılımıyla geliştirilen modelin simülasyon sonuçları ile karşılaştırmıştır. Farklı ısı giriş test koşulları (46 W, 56 W ve 67 W) için DAR sisteminin optimum değerini, 0,159 COP değerine karşılık gelen 167 °C jeneratör sıcaklığında 46 W ısıtıcı gücünde elde etmiştir. Model tahminleri ile soğutma kapasitesi ve COP bakımından deneysel ölçümler arasındaki sapmaların % 1'den az olduğunu ifade etmişlerdir. Chaves vd. (2019) gövde boru buhar jeneratörü ile donatılmış ve amonyak- su-hidrojen çalışma akışkanı kullanan DAR sisteminin matematiksel modelini yapmışlardır. 80 W elektrik gücüne sahip ticari buzdolabı için model sonuçlarını deney sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulamışlardır.

DAR sisteminin ekserji analizi üzerine literatürde çok sayıda çalışma bulunmamaktadır. Sözen ve Özalp (2003)

amonyak-su ile çalışan DAR sisteminde, ejektörün genellikle kondenser girişinde bulunduğunu, bu çalışmada, ejektörün soğurucu (absorber) girişine yerleştirilmesi durumunda enerji ve ekserji performansına etkisini araştırmıştır. Bu yeni durumda, enerji ve ekserji performansının sırasıyla % 49 ve % 56 oranında arttığını ve daha düşük jeneratör sıcaklıklarında çalıştığından dolayı dolaşım oranının % 57 azaldığını ortaya koymuşlardır. Düşük dolaşım oranı nedeniyle, sistem boyutlarının azaltılabileceğini ve sonuç olarak toplam maliyetin azalacağını ifade etmişlerdir. Isıtıcı ve soğutma sıcaklıkları sırasıyla 5-15 °C ve 1-3 °C arasında azalmıştır. Enjektörlü DAR sisteminin ekserji kaybının diğer bileşenlerden daha yüksek bir ekserji kaybına sahip olduğunu ve bu nedenle enjektörlü DAR soğurucusunun ekserji kaybını azaltmak için çok bölmeli bir absorber tasarlanabileceğini önermişlerdir. Ziapour ve Tavakoli (2011) amonyak-su-helyum çalışma akışkanlı difüzyon absorpsiyon soğutma ısı borusu (DARHP) çevriminin termodinamik analizi için EES yazılımını kullanarak bir bilgisayar kodu geliştirmişlerdir. DARHP sisteminin her bir ekipmanı için kütle ve enerji korunum denklemlerini ifade etmişler ve ekserji performansını bilgisayar simülasyonu ile parametrik olarak incelemişlerdir. Modeli, DARHP sistemi için önceden yayınlanmış deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulamışlardır. Farklı koşullar altında en iyi performansı, zengin çözelti bakımından 0,35 amonyak kütle derişimi ve zayıf çözelti bakımından 0,1 derişimde elde etmişlerdir. Ayrıca, maksimum ekserji kaybının termosifonda meydana geldiğini, evaporatör, kondenser ve soğurucudaki ekserji kayıplarının kısmen daha az olduğunu ortaya koymuşlardır. Ekserji performansının, artan evaporatör sıcaklığı ile arttığını ve artan termosifon sıcaklığı ile azaldığını ortaya koymuşlardır. Yıldız ve Ersöz (2013a) amonyak-su-helyum çalışma akışkanlı DAR sisteminin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. DAR sisteminin her bir ekipmanı için kütle, enerji ve ekserji dengesi içeren termodinamik model oluşturmuş ve bu modeli deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Termodinamik analizlerde her bir ekipmanda meydana gelen enerji ve ekserji kayıplarını hesaplamışlar ve en yüksek enerji ve ekserji kaybının ısı değiştiricisinde meydana geldiğini ortaya koymuşlardır. Model ve deneysel çalışmalardan COP değerini 0,1858 olarak hesaplarlarken model ve deneysel ekserji performanslarını sırasıyla 0,0260 ve 0,0356 olarak hesaplamışlardır. Yıldız vd. (2014) DAR sistemlerinde yalıtımın enerji ve ekserji performansları üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. DAR sistemindeki çözelti ısı değiştirici ve saflaştırıcının bir kısmının yalıtılması durumunda enerji performansının % 38 ve ekserji performansının % 57 arttığını ortaya koymuşlardır. Yıldız (2016) elektrik ve LPG ile çalışan amonyak-su-helyum çalışma akışkanlı DAR sistemlerinin deneysel olarak enerji, ekserji ve termoeconomik analizlerini yapmıştır. Elektrikle çalışan DAR sisteminin enerji ve ekserji performanslarını sırasıyla 0,393 ve 0,1008, LPG ile çalışan DAR sistemlerinin enerji ve ekserji performans değerlerini sırasıyla 0,432 ve 0,1067 olarak

hesaplamıştır. LPG ve elektrik DAR sistemlerinin ekserjetik maliyetlerini sırasıyla 2,111 \$/h ve 1,284 \$/h olarak belirlemiştir. LPG ile çalışan DAR sisteminin termoeconomik ekserji maliyetinin, elektrikle çalışan DAR sisteminden % 64 daha yüksek olduğunu ortaya koymuştur. Taieb vd. (2016) çalışma akışkanı olarak amonyak-su-hidrojen kullanan, güneş enerjisi ile ısıtılan 200 °C sıcaklıktaki su ile çalıştırılan ve ortam havası ile soğutulan DAR sistemi için geliştirilmiş bir simülasyon model oluşturmuş ve farklı çalışma koşulları altında davranışını incelemiştir. İlk olarak, DAR sistemini 26 °C ortam hava sıcaklığı, 47 W kabarcık pompası ısı girişi ve 5 °C soğutulan ortam sıcaklığı sabit koşulları için modellemiştir. Bu koşullarda, soğutma kapasitesini 22,3 W ve COP değerini 0,126 olarak hesaplamıştır. Daha sonra, 15 °C ve 40 °C ortam hava sıcaklığı için model oluşturmuş ve COP değerlerini sırasıyla 0,138 ve 0,103 olarak belirlemiştir. En yüksek ekserji yıkımının hava soğutmalı saflaştırıcıda meydana geldiğini ve COP değerinin ortam hava sıcaklığına ve soğurucu verimliliğine önemli derecede bağlı olduğunu ortaya koymuştur.

Literatürde, DAR sistemlerinde nanopartikül kullanımı üzerine çok az sayıda çalışma olduğu görülmüştür. Sözen vd. (2014) DAR sisteminde amonyak-su çiftine Al₂O₃ nano partikül ilavesinin sistem performansına etkisini deneysel olarak incelenmiştir. Nano partikül nedeniyle yüzey alanı ve akışkanın ısı kapasitesinin arttığını ve dolayısıyla ısı transferinde önemli bir iyileşme, jeneratörden daha iyi ısı soğurma ve soğutucunun soğutma/soğurma sıvısından daha hızlı buharlaşmasını sağladığını ortaya koymuştur. Ayrıca, daha kısa ısı transfer süreleri nedeniyle sistemin çalışma süresinin azaldığını ve istenen sıcaklığın daha hızlı elde edildiğini gözlemlemiştir. Sonuç olarak, nano akışkansız sistemin COP değerinin 0,213-0,280 arasında değişirken nano akışkanlı sistemin COP değerinin 0,225-0,295 arasında değiştiğini ve nano partikülün sistem performansını artırdığını ortaya koymuştur. Lee vd. (2014) amonyak-su çözeltisine nano boyutlu yağ damlacıklarının (N-decane) ve kararlı dağılım için yüzey aktif madde olarak C₁₂E₄ (Polyoxyethylene lauryl ether) ve TWEEN20 (Polyoxyethylen sorbitan monolaurate, C₅₈H₁₁₄O₂₆) ilavesinin DAR sistemi performansı üzerine etkisini araştırmışlardır. Nano akışkan ilavesinin COP değerini % 15 artırdığını ortaya koymuşlardır. Jiang vd. (2019) amonyak-su çalışma akışkanlı DAR sistemine ağırlıkça % 0,1, % 0,3 ve % 0,5 TiO₂ derişimli ve ağırlıkça % 0,5 TiO₂ ve ağırlıkça % 0,02 sodyum dodesil benzen ilavesi sonucu elde edilen dört farklı nano akışkanın sistem performansına etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. TiO₂ nano parçacıklarının sistem üzerinde büyük etkilerinin olduğunu ve COP değerini % 27 artırdığını ortaya koymuşlardır. Ağırlıkça % 0,5 TiO₂ ve % 0,02 sodyum dodesil benzen ilaveli sistemin en iyi COP değerine sahip olduğunu belirlemişlerdir. Sonuç olarak, COP değerinin sadece eklenen nano partiküllere bağlı değil aynı zamanda temel akışkan içinde kararlı bir şekilde dağılmış nano partiküllerin sayısına güçlü bir

şekilde bağlı olduğunu ortaya koymuşlardır. Gürbüz vd. (2020) temel bir amonyak-su çalışma akışkanlı DAR sistemine ağırlıkça %1 ve %2 ZnOAl₂O₃ ve TiO₂ nano parçacık ilavesinin DAR sisteminin enerji performansına etkisini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. DAR sisteminde çalışma sıvısı olarak nanoakışkanın kullanılmasının daha hızlı buharlaşmaya yardımcı olduğunu, bunun da çalışma süresini azalttığını ve jeneratördeki ısı transferini artırdığını ortaya koymuşlardır. Ağırlıkça %2 ZnOAl₂O₃ nano parçacık ilavesi DAR sisteminin performansını %57 arttırmıştır. Sözen vd. (2021) geleneksel su-amonyak-helyum çalışma akışkanlı kullanılarak bir soğurucu soğutma sisteminde ağırlıkça %1 ve %2 derişiminde MgOAl₂O₃ nano partikül ilavesinin enerji ve ekserji performansına etkisini deneysel olarak araştırmıştır. %2 derişimli sistemin, geleneksel ve %1 derişimli çalışma akışkanlı sistemden sırasıyla % 37,4 % 24,5 daha iyi performans gösterdiğini ve %2 derişimli nano partikül ilavesinin ekserji performansını % 44,2 artırdığını ortaya koymuştur. Özbaş (2021) baz çalışma akışkanlı olarak amonyak-su kullanan DAR sisteminde çalışma akışkanına ağırlıkça % 1 ve % 2 derişiminde FeOTiO₂ nano partikül ilavesinin sistem performansına etkisini deneysel olarak araştırmıştır. Ağırlıkça % 1 nanopartikül ilaveli sisteminin % 2 nano partikül ilaveli sistemden daha iyi performans gösterdiğini ve ağırlıkça % 1 nano partikül ilavesinin baz amonyak-su çalışma akışkanlı sistemin COP, sirkülasyon oranı ve iç sıcaklık değerini sırasıyla % 17, % 57 ve % 20 artırdığını ortaya koymuştur. Ayrıca, ekserji analizi sonucunda, baz çalışma akışkanına ağırlıkça % 1 nano partikül ilavesinin toplam ekserji kaybını % 4,5 azalttığını ifade etmiştir.

DAR sistemlerinin enerji analizi üzerine yoğun bir şekilde çalışılırken, ekserji analizi üzerine çok fazla çalışma bulunmamaktadır. Son yıllarda DAR sistemlerinin performansını arttırmaya yönelik nano partikül kullanımı ile ilgili çalışmalar devam etmektedir ve literatürde çok az çalışmaya rastlanmıştır. Bu çalışmada, amonyak-su-helyum çalışma akışkanlı bir DAR sistemine ağırlıkça % 0,68 eklenen CuO ve TiO₂ nano partikül ilavesinin enerji ve ekserji performansına etkisi deneysel olarak araştırılmıştır.

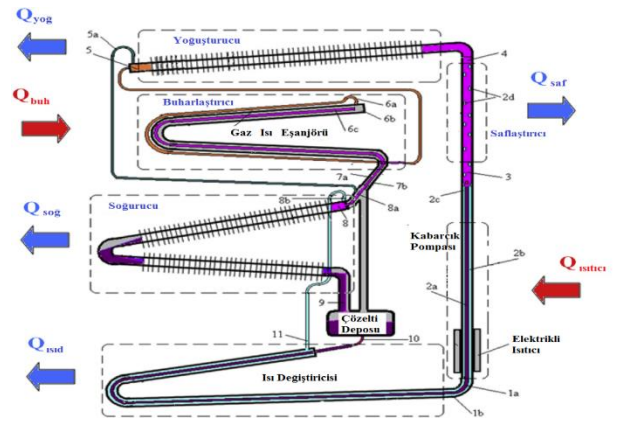
DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu çalışmada, Şekil 1'de verilen DAR sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Sisteme % 32 amonyak derişiminde 110 ml hacminde amonyak su çözeltisi ve yardımcı gaz olarak 11 bar basınçta helyum gazı şarj edilmiştir.



Şekil 1. Difüzyon Absorpsiyon Soğutma Sistemi

Şekil 2'de şematik olarak gösterildiği gibi DAR sistemi jeneratör-kabarcık pompası, saflaştırıcı, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı, soğurucu, ısı değıştirici ekipmanlarından oluşmaktadır.



Şekil 2. DAR sisteminin şematik görünümü (Yıldız ve Ersöz, 2013)

Şekil 2'de görüldüğü gibi, DAR sisteminde amonyak buharı elektrikli ısıtıcı vasıtasıyla sağlanan ısı girişi ile kaynatıcıdaki (1a) zengin çözeltiden ayrılır. Bu amonyak buharı ve amonyak bakımından derişimi azalan çözelti (fakir çözelti) kabarcık pompası içinde yükselir. Amonyak buharı saflaştırıcıya doğru ilerler (3 noktası) ve fakir çözelti ise 2a noktasına geri dönerek ısı değıştiriciden geçip soğurucuya gelir. Sistemde fakir çözeltinin ısı değıştiricisinden geçirilmesinin amacı kaynatıcıda aldığı ısının bir miktarını çözünme işlemi için soğurucudan kaynatıcıya gelen amonyak bakımından derişimi yüksek çözeltiye (zengin çözelti) vermesidir. Saflaştırıcıya gelindiğinde ise amonyak buharı içinde barındırdığı bir miktar su buharından çözünür. Burada gerçekleşen bu çözünme, saflaştırıcıdan çevreye olan ısı geçişi nedeniyle sıcaklığı düşerek su buharının yoğunlaşması şeklinde gerçekleşir. Yoğuşan su 2d noktasına geri dönerek kabarcık pompası çıkışındaki fakir çözelti ile birleşir. Amonyak buharı ise saflık derecesine yaklaşarak yoğunlaştırıcıya gelir. Yoğunlaştırıcıya saflık derecesine yakın bir şekilde giren amonyak buharı 4 noktasında yoğunlaşarak sıvı faza geçiş yapar. Sıvı faza geçemeyen bir miktar amonyak buharı çözelti deposuna (5a noktası) ve sıvı fazdaki amonyak (5

noktası) ise buharlaştırıcıya gelir. Buharlaştırıcıda sıvı amonyak, yardımcı gaz olan helyum gazıyla karşılaşır. Bu karşılaşmada kısmi basıncı düşen amonyak, helyum gazı içinde yayılarak buharlaşmaya başlar. Helyum gazı karşılaşmanın olduğu sıcaklık değeri için belirli bir miktar amonyak buharını bünyesine taşır. Buharlaştırıcı içinde amonyak ilerlerken kısmi basıncı artar ve buharlaştırıcı çıkışında tamamen buhar fazına geçer. Amonyak buharı ve helyum karışımı soğurucuya gelir. Soğurucuda, amonyak ve helyum gazı karışımını, kaynatıcıdan gelen ve ısı değiştiriciden geçen fakir çözelti ile birleşir. Bu bölgede amonyak buharı helyum gazından ayrılır ve fakir çözelti tarafından soğurulur. Soğurucu çıkışında helyum gazı saf halde, fakir çözelti ise amonyak bakımından zenginleşerek zengin çözelti olarak çıkar. Zengin çözelti, çözelti deposuna girer ve oradan ısı değiştiricide ön ısıtmadan geçerek kaynatıcıya gelir. Böylece sistem çevrimi tamamlanmış olur. Sistem içinde her bir akışkan için üç ayrı çevrim meydana gelir. Bu çevrimler; soğurucu akışkan yani amonyak bakımından fakir olan su çevrimi, soğutucu akışkan (amonyak) çevrimi ve basınç dengeleyici olan yardımcı gaz (helyum gazı) çevrimi olarak açıklanabilir. Soğurucu akışkan çevrimi; kaynatıcı, ısı değiştirici ve soğurucu arasında meydana gelir. Soğutucu akışkan çevrimi; kaynatıcı, saflaştırıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, soğurucu, ısı değiştirici ve tekrar kaynatıcı arasında meydana gelir. Basınç dengeleyici yardımcı gaz çevrimi ise buharlaştırıcı ile soğurucu arasında gerçekleşir (Yıldız ve Ersöz, 2013b)

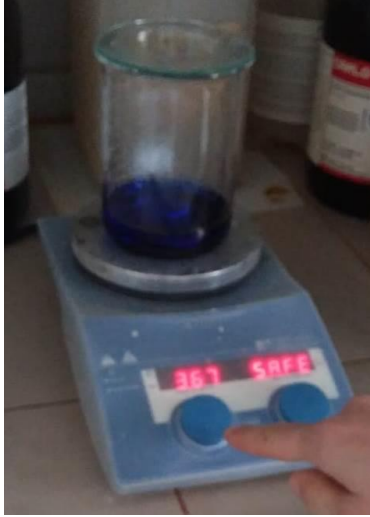
Nano partiküller, DAR sisteminde kaynatıcıdaki amonyak-su karışımından buhar fazındaki amonyanın daha hızlı ayrılmasını sağlamak amacıyla iş akışkanına içerisine eklenmektedir (Sözen vd., 2015). Bu çalışmada, DAR sistemlerinde yaygın olarak kullanılan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanına ısı performansı artırmak amacıyla Tablo 1'de teknik ve termofiziksel özellikleri verilen CuO ve TiO_2 nano partikülleri ilave edilmiştir.

Tablo 1. CuO ve TiO_2 nano partiküllerinin teknik ve termofiziksel özellikleri (<https://nanografi.com>, Dağdevir ve Özceyhan, 2016, Khanafer ve Vafai , 2011)

Özellikler	Nano partikül	
	CuO	TiO_2
Saflık %	% 99,5	% 99,55
Renk	Siyah	Beyaz
Ortalama partikül boyutu (nm)	77	13
Özgül yüzey alanı (m^2g^{-1})	20	60
Kütle Yoğunluğu (gcm^{-3})	0,8	0,19
ρ (kgm^{-3})	6500	4100
k ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)	18	10,2
C_p ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)	540	690

Bu çalışmada, baz çalışma akışkanı olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çözeltisi, yardımcı gaz olarak 11 bar basınçlandırılan helyum gazı ve enerji kaynağı olarak elektrik kullanan bir DAR sistemi tasarlanmıştır. Sisteme % 32 amonyak derişimi olan 110 ml amonyak-su çözeltisi konulmuştur. Çevreye olan ısı kayıplarının ihmal edilebilmesi için jeneratör-kabarcık pompası ve ısı eşanjörü yalıtılmıştır. Birinci aşamada, nano partikül ilavesi olmayan baz $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanlı sistemin deneyleri yapılmıştır. İkinci ve üçüncü aşamada sırasıyla 110 ml amonyak su çözeltisine sırasıyla ağırlıkça % 0,68 CuO nano partikülü ve ağırlıkça % 0,68 TiO_2 nano partikülü eklenmiştir. DAR sisteminin çalışması sırasında, çalışma akışkanı içerisine katılan nano partiküller, amonyak-su çözeltisi ile birlikte sistemin tüm bölümlerinde dolaşmaktadır. Nanoakışkan solüsyonunun kararlılığının artırılması için literatürde farklı yöntemler önerilmektedir. Bu yöntemlerden biri yüzey aktif madde eklenmesi metodu ile baz çalışma akışkanı ile nano partiküllerin arasındaki bağın artırılması ve dolayısıyla kararlılığın artırılması sağlanırken diğer yöntem ise çalışma akışkanının hazırlanması aşamasında ultrasonik dalgalar aracılığıyla ultrasonik banyo işlemi yapılmasıdır. Bu çalışmada, CuO ve TiO_2 nano partikül ilaveli amonyak-su çözeltisine % 0,1 oranında AOT (Sodium bis-(2-ethylehexyl) sulfosuccinate) yüzey aktif maddesi eklenmiştir ve 24 saat boyunca ultrasonik çalkalama ile karışımı sağlanmıştır (Şekil 3) ve deneyleri gerçekleştirilmiştir. Hazırlanan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ karışımı ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ sisteme şarj edilmiş ve yardımcı gaz olarak 11 bar ile sınırlandırılmış helyum gazı kullanılmıştır.

Tüm deneylerde sistem kontrol hacimlerinin (jeneratör-kabarcık pompası, saflaştırıcı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı) giriş-çıkış, soğutma odası ve ortam sıcaklıkları, sistemin çalışma basıncı ve enerji tüketimleri ve sıcaklık ölçümleri 5 dakika ara ile kaydedilmiştir, her bir deney yaklaşık 4 saat sürmüştür ve 10'ar defa tekrarlanmıştır.



(a) CuO nano akışkanı



(b) TiO₂ nano akışkanı



(c) Sisteme şarjı

Şekil 3. Nano akışkan karışımının yapılması ve sisteme şarj edilmesi

TERMODİNAMİK ANALİZ

Termodinamik analizlerde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Boru hattındaki basınç düşüşleri ve hidrostatik basınçlar ihmal edilmiştir,
- Sıvı çözelti (2c) ve buhar kabarcıkları (3) kılcal borudan çıkmakta ve jeneratörü aynı sıcaklıkta terk etmektedir ($T_{2c}=T_3$),
- Jeneratörden çevreye olan ısı kayıplarının ihmal edilebilmesi için jeneratör yalıtılmıştır,
- Buharlaştırıcı girişindeki amonyak su çözeltisi ve helyum adyabatik kabul edilmiştir,
- 5a noktasında hiçbir akışım olmadığı kabul edilmiştir,
- Ölçülen ortam sıcaklığı ölü hal sıcaklığı olarak kabul edilmiştir.

Enerji Analizi

Enerji analizinde, DAR sisteminin her bir ekipmanı için kontrol hacimleri belirlenmiş ve ısı kayıpları, kazançları ve kapasitelerini içeren kütle ve enerji denge denklemleri elde edilmiştir. Her bir ekipman için yapılan analiz aşağıda verilmiştir.

Jeneratör - kabarcık pompası

Jeneratör-kabarcık pompasına giren zengin çözeltiden (\dot{m}_{1a}), soğutkanı buharlaştırarak ayırmak için elektrik direnci ile ısı girişi ($\dot{Q}_{ısıtıcı}$) yapılmıştır. Amonyak buharı (\dot{m}_3) kabarcık pompasından yükselerek saflaştırıcıya gelmektedir. Kabarcık pompasının çıkışındaki zayıf çözelti ise (\dot{m}_{2c}) ısı değiştiricisine geri dönmektedir. Analizlerde, sıvı çözeltinin (2c) ve buhar kabarcıklarının (3) jeneratörü aynı sıcaklıkta ($T_{2c}=T_3$) terk ettiği ve jeneratörden çevreye olan ısı kayıplarının ihmal edildiği

kabul edilmiştir. Jeneratör-kabarcık pompası için kütle ve enerji dengeleri aşağıda verilmiştir:

$$\dot{m}_{1a} = \dot{m}_3 + \dot{m}_{2c} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{1a}X_{1a} = \dot{m}_3X_3 + \dot{m}_{2c}X_{2c} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{1a}h_{1a} + \dot{Q}_{ısıtıcı} = \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_{2c}h_{2c} \quad (3)$$

burada, \dot{m} çalışma akışkanının kütleli debisi (kg s^{-1}), h özgül entalpi (kJ kg^{-1}), $\dot{Q}_{ısıtıcı}$ jeneratöre verilen elektrik gücü (W), X amonyak su karışımının kütle oranıdır (Jakob vd, 2008).

Saflaştırıcı

Kaynatıcıdan çıkan buhar çok az miktarda soğurucu içerir ve dolayısıyla saf soğutucu değildir. Bu nedenle saflaştırıcıda kısmi yoğunlaşma ile saflaştırılır ve bu işlem ile neredeyse saf amonyak buharı elde edilir. Saf buharın kütleli debisi Eş. (4) ile saflaştırıcıdan çevreye atılan ısı miktarı (\dot{Q}_{saf}) Eş. (6) ile hesaplanır;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{2d} \quad (4)$$

$$\dot{m}_3X_3 = \dot{m}_4X_4 + \dot{m}_{2d}X_{2d} \quad (5)$$

$$\dot{m}_3h_3 = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_{2d}h_{2d} + \dot{Q}_{saf} \quad (6)$$

Isı değiştirici

Isı değiştiricide, jeneratörden çıkan fakir çözelti (4), soğurucudan gelen düşük sıcaklıktaki zengin çözeltiye enerjisini aktarır. Isı değiştirici için kütle ve enerji dengeleri;

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{1a} = \dot{m}_{rs} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{1b} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{ps} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{1b} = \dot{m}_{2c} + \dot{m}_{2d} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{1b}X_{1b} = \dot{m}_{2c}X_{2c} + \dot{m}_{2d}X_{2d} \quad (10)$$

$$\dot{m}_{1b}h_{1b} = \dot{m}_{2c}h_{2c} + \dot{m}_{2d}h_{2d} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{1b}h_{1b} + \dot{m}_{10}h_{10} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{1a}h_{1a} + \dot{Q}_{ısıd} \quad (12)$$

Yoğuşturucu

Amonyak buharı sistem basıncı ile aynı yüksek basınç değerinde yoğuşturucuya girer ve sıvıya dönüşür.

Yoğuşturucu için kütle ve enerji dengeleri aşağıda verilmiştir.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (13)$$

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_{yoğ} \quad (14)$$

Buharlaştırıcı

Sistem basıncında yoğuşturucuyu terk eden sıvı amonyak, buharlaştırıcı girişine ulaşır ve burada ısı değiştirici boyunca soğurucudan gelen helyum gazı ile karışır. Sonuç olarak sıvı amonyakın kısmi basıncı düşer ve düşük sıcaklıkta buharlaşmaya başlar. Buharlaştırıcı için kütle ve enerji dengesi aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\dot{m}_{6a} + \dot{m}_{ig} = \dot{m}_{7b} \quad (15)$$

$$\dot{m}_{6a} h_{6a} + \dot{m}_{ig} h_{ig} + \dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{7b} h_{7b} \quad (16)$$

Soğurucu

Soğutucu buhar burada jeneratörden dönen zayıf çözelti tarafından emilir ve zengin çözelti, çözelti tankına akar. Helyum ve amonyak artıkları ise buharlaştırıcıya doğru akar. Soğurucu için kütle ve enerji dengeleri sırasıyla Eş. (17) ve (18) ile verilmiştir. Soğurucudan çevreye atılan ısı transfer hızı ($\dot{Q}_{soğ}$) Eş. (19) ile hesaplanabilir;

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_{ig} = \dot{m}_{7b} + \dot{m}_{8b} \quad (17)$$

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{ig} h_{ig} + \dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{7b} h_{7b} + \dot{m}_{8b} h_{8b} \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{soğ} = \dot{m}_{7b} h_{7b} + \dot{m}_{8b} h_{8b} - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{ig} h_{ig} \quad (19)$$

Enerji performansı katsayısı (COP)

Enerji Performansı Katsayısı (COP), buharlaştırıcı tarafından çekilen ısının, sisteme verilen ısıtıcı gücü oranı olarak tanımlanır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{ısıtıcı}} \quad (20)$$

Ekserji Analizi

Ekserji kavramı termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına dayanmaktadır. Ekserji analizi, bir proseste bozulan enerji bölgelerini göstermektedir. Ekserji analizinin temel amacı, anlamlı verimleri (ekserji) ve ekserji kayıplarının nedenlerini ve gerçek büyüklüklerini belirlemektir. Bu çalışmada, ölçülen ortam sıcaklığı, ölü durum sıcaklığı (T_0) olarak değerlendirilmiştir. Genel ekserji dengesi;

$$\dot{E}x_{heat} - \dot{E}x_{work} + \dot{E}x_{mass,in} - \dot{E}x_{mass,out} = \dot{E}x_{dest} \quad (21)$$

$$\Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \Sigma \dot{m}_{in} \Psi_{in} - \Sigma \dot{m}_{out} \Psi_{out} = \dot{E}x_{dest} \quad (22)$$

Eş. (22)'de, \dot{Q}_k , k noktasında T_k sıcaklığındaki sınıra geçen ısı transfer hızı, \dot{W} iş ve Ψ özgül akış enerjisidir. Akan akışkan için özgül ekserji ve ekserji denklemleri sırasıyla Eş. (23) ve (24)'de verilmiştir.

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (23)$$

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (24)$$

Eş. (23) ve (24)'de s entropi ($\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) ve alt indis 0 P_0 ve T_0 ölü hal durumundaki özellikleri göstermektedir.

Sisteme olan ısı transferi pozitif alındığında sistem için entropi üretimi Eş. (25) ile ifade edilebilir.

$$\dot{S}_{gen} = \Sigma \dot{m}_{out} S_{out} - \Sigma \dot{m}_{in} S_{in} - \Sigma \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (25)$$

Ekserji yıkımı için, ilk olarak entropi üretimi \dot{S}_{gen} hesaplanır ve Eş. (26) ile bulunabilir.

$$\dot{I} = \dot{E}x_{dest} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (26)$$

Jeneratör - kabarcık pompası

Jeneratör-kabarcık pompası için ekserji yıkımı Eş. (27)'de verilmiştir.

$$\dot{I}_{ısıtıcı} = T_0 \left(\dot{m}_{3s} s_3 + \dot{m}_{2c} s_{2c} - \frac{\dot{Q}_{ısıtıcı}}{T_{ısıtıcı}} - \dot{m}_{1a} s_{1a} \right) \quad (27)$$

Saflaştırıcı

Saflaştırıcı için ekserji yıkımı Eş. (28) ile hesaplanabilir.

$$\dot{I}_{saf} = T_0 \left(\dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_{2d} s_{2d} + \frac{\dot{Q}_{saf}}{T_{saf}} - \dot{m}_3 s_3 \right) \quad (28)$$

Isı değiştirici

Isı değiştirici için ekserji yıkımı aşağıda verilmiştir.

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{1a} = \dot{m}_{rs} \quad (29)$$

$$\dot{m}_{1b} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{ps} \quad (30)$$

$$\dot{I}_{ıstıd} = T_0 \left(\dot{m}_{1a} s_{1a} + \dot{m}_{11} s_{11} + \frac{\dot{Q}_{ıstıd}}{T_{ıstıd}} - \dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_{1b} s_{1b} \right) \quad (31)$$

$$\dot{I}_{ıstıd} = T_0 \left[\dot{m}_{rs} (s_{1a} - s_{10}) + \dot{m}_{ps} (s_{11} - s_{1b}) + \frac{\dot{Q}_{ıstıd}}{T_{ıstıd}} \right] \quad (32)$$

Yoğuşturucu

Yoğuşturucu için ekserji yıkımı aşağıdaki denklemden hesaplanır;

$$\dot{I}_{yoğ} = T_0 \left(\dot{m}_5 s_5 + \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{T_{yoğ}} - \dot{m}_4 s_4 \right) \quad (33)$$

Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı için ekserji yıkımı aşağıda verilmiştir;

$$\dot{I}_{buh} = T_0 \left(\dot{m}_{7b} s_{7b} - \dot{m}_{6a} s_{6a} - \dot{m}_{ig} s_{ig} - \frac{\dot{Q}_{buh}}{T_{buh}} \right) \quad (34)$$

Soğurucu

Soğurucu için ekserji yıkımı aşağıdaki denklemden hesaplanır;

$$\dot{I}_{soğ} = T_0 \left(\dot{m}_9 s_9 + \dot{m}_{ig} s_{ig} + \frac{\dot{Q}_{soğ}}{T_{soğ}} - \dot{m}_{7b} s_{7b} - \dot{m}_{8b} \right) \quad (35)$$

Diğer bileşenler

Diğer bileşenler için boru hatları ve çözelti deposu olarak ekserji yıkımı Eş. (36) ile hesaplanır;

$$\dot{I}_{diğer} = \dot{Q}_{diğer} \left(1 - \frac{T_0}{T_{diğer}} \right) \quad (36)$$

Ekserji performans katsayısı (ExCOP)

DAR sisteminin ekserji performansı (ExCOP), Eş. (37) ile belirlenir.

$$ExCOP = 1 - \frac{\dot{E}_{xykıtm}}{\dot{E}_{xgiren}} \quad (37)$$

Nanoakışkanın Termodinamik Özellikleri

Bu çalışmada, baz çalışma akışkanı olarak amonyak-su kullanan bir DAR sisteminde, amonyak-su soğutucuna ağırlıkça %0,68 CuO ve TiO₂ nano partikülleri ilave edilmiştir. Daha sonra, nano partiküllerin arasındaki bağın ve kararlılığın artırılması için % 0,1 oranında AOT yüzey aktif maddesi ilavesi ile 24 saat boyunca ultrasonik çalkalama ile karışımı sağlanan NH₃-H₂O-He+CuO ve NH₃-H₂O-He+TiO₂ nano akışkanı elde edilmiştir.

Nano akışkanların yoğunluğu (ρ_{nf}), özgül ısı kapasitesi ($c_{p,nf}$), vizkozitesi (μ_{nf}) ve ısı iletkenliği sırasıyla Eş. (38), Eş. (39), Eş. (40) ve Eş. (41) ile hesaplanır (Khanfer ve Vafai, 2011):

$$\rho_{nf} = (1 - \phi_{np})\rho_{bf} + \phi_{np}\rho_{np} \quad (38)$$

$$c_{p,nf} = (1 - \phi_{np})c_{p,bf} + \phi_{np}c_{p,np} \quad (39)$$

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = \frac{1}{(1 - \phi_{np})^{2.5}} \quad (40)$$

$$\frac{k_{static}}{k_{bf}} = 1 + \frac{3 \left(\frac{k_{np}}{k_{bf}} - 1 \right) \phi_{np}}{\left(\frac{k_{np}}{k_{bf}} + 2 \right) - \left(\frac{k_{np}}{k_{bf}} - 1 \right) \phi_{np}} \quad (41)$$

Eş. (38), (39) ve (40)'da, $\phi_{np} = V_{np} / (V_{np} + V_{bf})$ nano partikülün hacimsel derişimidir.

Nano akışkan çalışma akışkanı kullanan DAR sisteminin her bir ekipmanı için entalpi farkı, Eş. (42)'nin genişletilmesiyle Eş. (43)'den hesaplanabilir;

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (42)$$

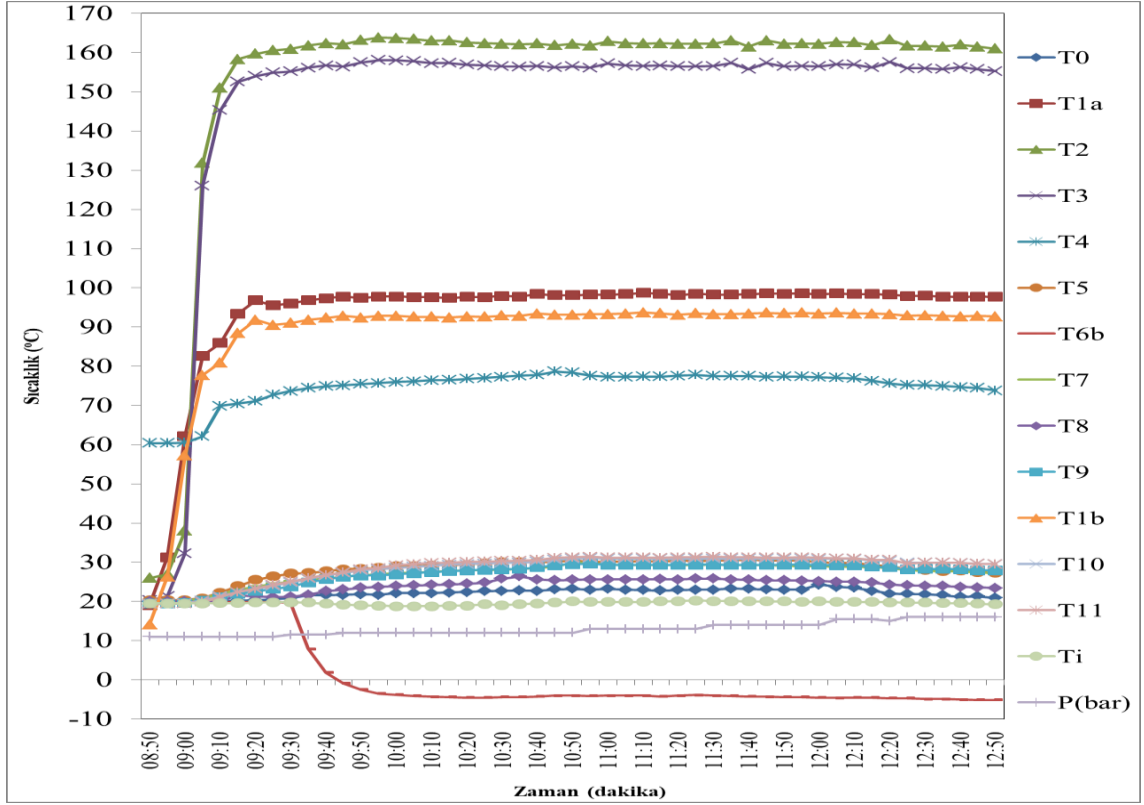
$$\Delta h = h_{out} - h_{in} = \int_{in}^{out} C_p dT \quad (43)$$

BULGULAR

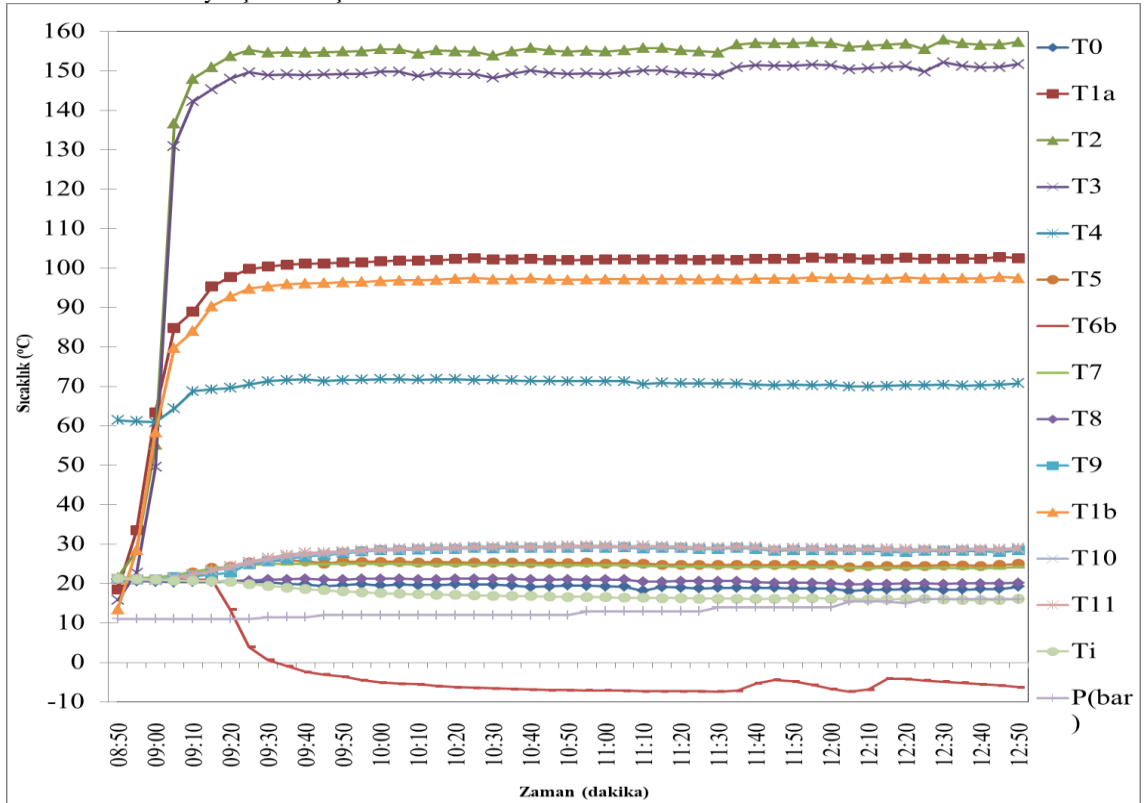
Literatürde DAR sistemlerinin deneysel enerji performansı üzerine birçok çalışma mevcut iken ekserji analizi üzerine fazla çalışma bulunmamaktadır. Son yıllarda DAR sistemlerinin performansını arttırmaya yönelik nano partikül kullanımı yaygınlaşmasına rağmen çalışma sayısı fazla değildir. Bu çalışmada, baz çalışma akışkanı olarak NH₃-H₂O-He kullanan sistem ile bu sisteme ilave edilen CuO nano partikülü ilave edilerek oluşturulan NH₃-H₂O-He+CuO nano akışkanı ve TiO₂ nano partikülü ilave edilerek oluşturulan NH₃-H₂O-He+TiO₂ nano çalışma akışkanı kullanan DAR sistemlerinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Analizlerde, sistemin tüm bileşenleri için enerji kayıp-kazanç, ekserji kayıpları, enerji ve ekserji performansları hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır.

DAR sistemlerinin karakteristiklerini belirlemenin en önemli yolu sıcaklık ve basınç ölçümüdür. NH₃-H₂O-He, NH₃-H₂O-He+CuO ve NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemler için deneyler yapılmıştır. Deneylerde, jeneratör-kabarcık pompası, saflaştırıcı, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı, soğurucu ve ısı değıştirici giriş ve çıkış sıcaklıkları, ölü hal sıcaklığı olarak da değerlendirilen çevre ortam sıcaklığı (T₀), ortalama kaynatıcı sıcaklığı (T_{1a}), soğutulan ortam sıcaklığı ve sistem basıncı ölçülmüştür. Ölçülen veriler 4 saatlik süre boyunca 5'er dakika ara ile kaydedilmiştir.

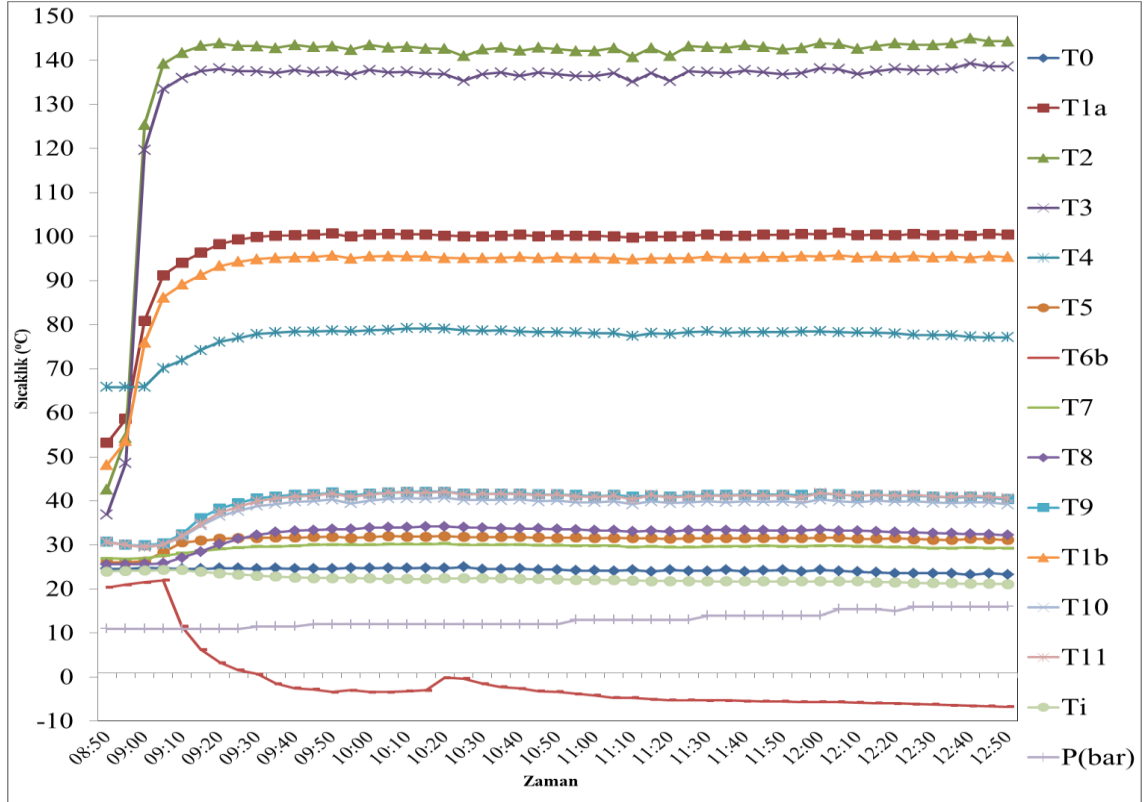
NH₃-H₂O-He, NH₃-H₂O-He+CuO ve NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemler için ölçüm sonuçları sırasıyla Şekil 4, 5 ve 6'da verilmiştir.



Şekil 4. NH₃-H₂O-He deney ölçüm sonuçları



Şekil 5. NH₃-H₂O-He+CuO deney ölçüm sonuçları



Şekil 6. NH₃-H₂O-He+TiO₂ deney ölçüm sonuçları

Şekil 4-6'da görüldüğü gibi, deneyler benzer çevre sıcaklığında (T₀) yapılmıştır ve hesaplamalarda ortalama 21 °C olarak alınmıştır. En yüksek kaynatıcı giriş sıcaklığı (T_{1a}) ve fakir çözelti ısı değiştirici giriş sıcaklığı (T_{1b}) NH₃-H₂O-He+CuO çalışma akışkanını kullanan sistemde elde edilirken en düşük ortalama kaynatıcı giriş sıcaklığı NH₃-H₂O-He kullanan sistemde elde edilmiştir. Kaynatıcı ortalama sıcaklıklarının tam olarak ölçülememesi sebebiyle elde edilen yaklaşık veriler kullanılmıştır. Kaynatıcı çıkış sıcaklığı (T₃), ortalama kaynatıcı sıcaklığından bir miktar düşüş göstermiştir ve saflaştırıcı giriş sıcaklığının kaynatıcı çıkış sıcaklığına eşit olduğu kabul edilmiştir. Kaynatıcıda elde edilen sıcaklıkların yarısından fazlası saflaştırıcıdan atılmıştır. Saflaştırıcı çıkış sıcaklığının yoğuşturucu giriş sıcaklığına eşit olduğu (T₄) kabul edilmiştir. Safılık derecesine ulaşan amonyak yoğuşturucuya girmekte (T₅) ve burada yoğuşarak sıvı faza geçiş yapmaktadır ve yoğuşma sırasında çevre ortama ısı atılmaktadır. Yoğuşma, NH₃-H₂O-He+CuO karışımında en düşük sıcaklıkta gerçekleşirken NH₃-H₂O-He+TiO₂ karışımında en yüksek sıcaklıkta gerçekleşmektedir. Buharlaştırıcının girişinde (6b noktası), sıvı amonyak helyumla karşılaşarak buharlaşmaya başlar. Deneylerde soğuma başlangıcı ve kararlı hale geçiş süresi NH₃-H₂O-He karışımında en düşük iken, NH₃-H₂O-He+TiO₂ karışımında en yüksek değere sahiptir. Soğuma başlama süresi, NH₃-H₂O-He, NH₃-H₂O-He+CuO, NH₃-H₂O-

He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde sırasıyla 54., 45. ve 41. dakikada başlarken kararlı hale geçiş süreleri sırasıyla 119., 215. ve 143. dakika sonunda meydana gelmiştir. Buharlaştırıcı çıkışında (7 noktası) yardımcı gaz olan helyumla birlikte soğurucuya ulaşır. Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı (T₇), NH₃-H₂O-He çalışma akışkanlı sistemde en düşük iken, NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde en yüksek değere sahiptir. Soğurucu giriş sıcaklığı (T₈) düştükçe suyun amonyağı emme kabiliyetinin arttığı bilinmektedir ve dolayısıyla en yüksek soğurucu giriş sıcaklığı NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde elde edilmiştir. Soğurucu çıkış sıcaklığı (T₉) en yüksek NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde elde edilirken en düşük NH₃-H₂O-He+CuO çalışma akışkanlı sistemde elde edilmiştir. Isı değiştiricisi zengin çözelti giriş sıcaklığı (T₁₀) ve ısı değiştirici çıkış fakir çözelti sıcaklığı en yüksek NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde meydana gelirken en düşük NH₃-H₂O-He+CuO akışkanlı sistemde meydana gelmiştir.

NH₃-H₂O-He, NH₃-H₂O-He+CuO ve NH₃-H₂O-He+TiO₂ akışkan çiftlerinde kullanılan ortalama elektrik tüketimi 63 W olarak ölçülmüştür. Termodinamik analizlerde, enerji ve ekserji hesaplamalarında sistemin kararlı hale geçtikten sonra Tablo 2'de verilen ortalama sıcaklık değerleri kullanılmıştır.

Tablo 2. Termodinamik analizlerde kullanılan ortalama değerler

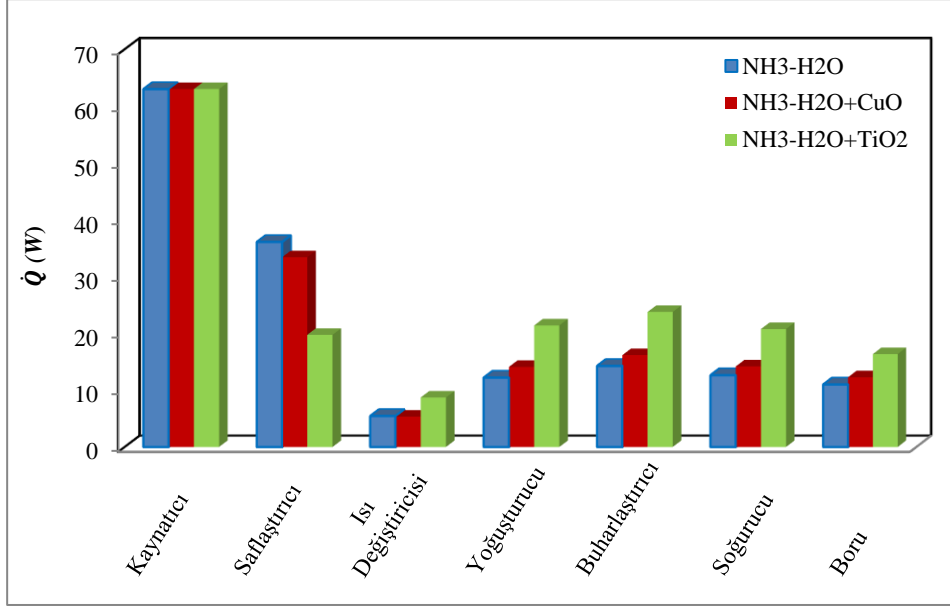
Ölçüm noktaları	NH ₃ -H ₂ O-He	NH ₃ -H ₂ O-He+CuO	NH ₃ -H ₂ O-He+TiO ₂
Çevre ortam sıcaklığı, T ₀ (°C)	21	21	21
Kaynatıcı giriş sıcaklığı, T _{1a} (°C)	98,24	100,56	100,37
Isı Değiştirici fakir çözelti giriş sıcaklığı, T _{1b} (°C)	93,24	95,56	95,37
Ortalama kaynatıcı sıcaklığı, T ₂ (°C)	161,49	156,75	143,23
Kaynatıcı çıkış-saflaştırıcı giriş sıcaklığı, T ₃ (°C)	155,79	151,05	137,53
Saflaştırıcı çıkış-yoğuşturucu giriş sıcaklığı, T ₄ (°C)	76	70,32	78,04
Yoğuşturucu çıkış- sıcaklığı, T ₅ (°C)	29,58	24,57	31,41
Buharlaştırıcı giriş sıcaklığı, T _{6b} (°C)	-4,39	-5,02	-5,76
Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı, T ₇ (°C)	28,82	23,95	29,57
Soğurucu giriş sıcaklığı, T ₈ (°C)	25,02	20,01	33,06
Soğurucu çıkış sıcaklığı, T ₉ (°C)	29,02	28,1	41,17
Isı Değiştirici zengin çözelti giriş sıcaklığı, T ₁₀ (°C)	30,59	28,45	39,74
Isı Değiştirici fakir çözelti çıkış sıcaklığı, T ₁₁ (°C)	30,83	28,75	41,15
Sistem basıncı, P (bar)	13,00	13,00	12,02
Isıtıcı gücü, \dot{Q}_{ISITICI} (W)	63	63	63

Çalışma akışkanlarının DAR çevrimin her bir noktasındaki termodinamik özellikleri, sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak REFPROP 9.0 yazılımından elde edilmiştir. Kütle, enerji ve ekserji dengeleri ve termodinamik özellik denklemleri eş zamanlı olarak çözülmüştür. Tablo 2’de verilen ortalama sıcaklık ve

sistem basıncı değerlerine bağlı olarak her bir nokta için hesaplanan kütleli debi ve amonyak kütle derişim oranı değerleri Tablo 3’de ve her bir ekipman için enerji analiz eşitliklerinden bulunan ısı transfer hızı (\dot{Q}) sonuçları Şekil 7’de verilmiştir.

Tablo 3. Deneysel olarak hesaplanan kütleli debi ve amonyak kütle derişim oranı

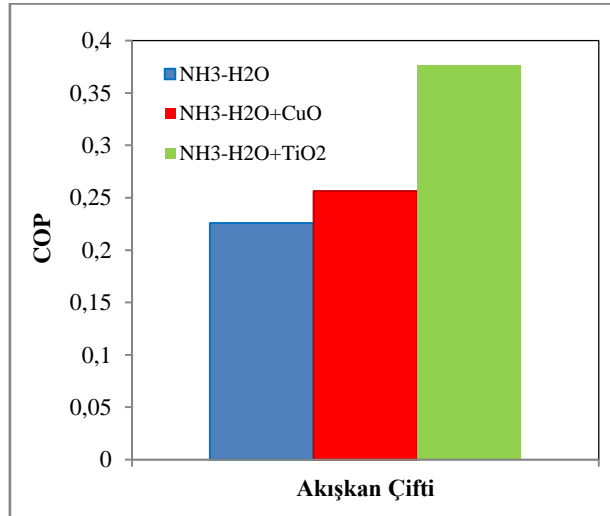
Noktalar	NH ₃ -H ₂ O-He		NH ₃ -H ₂ O-He+CuO		NH ₃ -H ₂ O-He+TiO ₂	
	X	\dot{m} (kg s ⁻¹)	X	\dot{m} (kg s ⁻¹)	X	\dot{m} (kg s ⁻¹)
1 _a	0,32	5,36942E-05	0,32	6,28820E-05	0,32	9,97040E-05
1 _b	0,175	4,29559E-05	0,175	5,06597E-05	0,187	8,18209E-05
2 _c	0,102	2,62169E-05	0,118	3,52686E-05	0,17	7,29018E-05
2 _d	0,29	1,67390E-05	0,308	1,53911E-05	0,331	8,91903E-06
3	0,528	2,74773E-05	0,578	2,76134E05	0,728	2,68021E-05
4	0,899	1,07383E-05	0,918	1,22223E-05	0,926	1,78831E-05
5	0,899	1,07383E-05	0,918	1,22223E-05	0,926	1,78831E-05
6 _a	0,899	1,07383E-05	0,918	1,22223E-05	0,926	1,78831E-05
7 _a	0,899	1,20641E-06	0,918	1,09175E-06	0,926	1,4291E-06
8 _a	0,899	1,20641E-06	0,918	1,09175E-06	0,926	1,42910E-06
8 _b	0,175	4,29559E-05	0,175	5,06597E-05	0,187	8,18209E-05
9	0,32	5,36942E-05	0,32	6,28820E-05	0,32	9,97040E-05
10	0,32	5,36942E-05	0,32	6,28820E-05	0,32	9,97040E-05
11	0,175	4,29559E-05	0,175	5,06597E-05	0,187	8,18209E-05
$\dot{I}_g=m_{8a}=m_{7a}$	---	1,20641E-06	---	1,09175E-06	---	1,4291E-06



Şekil 7. DAR sisteminin her bir ekipmanı için ısı transfer hızı sonuçları

Şekil 7’de görüldüğü gibi aynı ısıtıcı gücü (63W) ve benzer çevre sıcaklığında, en yüksek enerji kaybı NH₃-H₂O-He ve NH₃-H₂O-He+CuO kullanan sistemde saflaştırıcıda meydana gelirken, NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde yoğuşturucuda meydana gelmiştir. En düşük enerji kaybı ise üç sistemde de ısı değiştiricide meydana gelmiştir. En yüksek soğutma yükü NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı kullanan sistemde 23,708 W olarak elde edilirken en düşük soğutma yükü NH₃-H₂O-He çalışma akışkanlı sistemde 14,23 W olarak elde edilmiştir. Saflaştırıcıda en yüksek enerji kaybı 36,049 W olarak NH₃-H₂O-He kullanan sistemde oluşurken, en düşük enerji kaybı 19,682 W olarak NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde meydana gelmiştir. Isı değiştiricide en yüksek enerji kaybı NH₃-H₂O-He+TiO₂ kullanan sistemde 8,689 W olarak hesaplanırken en düşük enerji kaybı 5,326 W olarak NH₃-H₂O-He+CuO kullanan sistemde

hesaplanmıştır. Yoğuşturucudan çevreye atılan en yüksek ısı atımı NH₃-H₂O-He+TiO₂ kullanan sistemde 21,334 W olarak gerçekleşirken en düşük ısı atımı 12,175 W olarak NH₃-H₂O-He çalışma akışkanlı sistemde gerçekleşmiştir. Soğurucuda meydana gelen en yüksek enerji kaybı 20,7 W olarak NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde oluşurken en düşük enerji kaybı 12,597 W olarak NH₃-H₂O-He kullanan sistemde oluşmuştur. Borularda meydana gelen en yüksek enerji kaybı NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde 16,303 W olarak hesaplanırken en düşük enerji kaybı 10,969 W olarak NH₃-H₂O-He kullanan sistemde hesaplanmıştır.



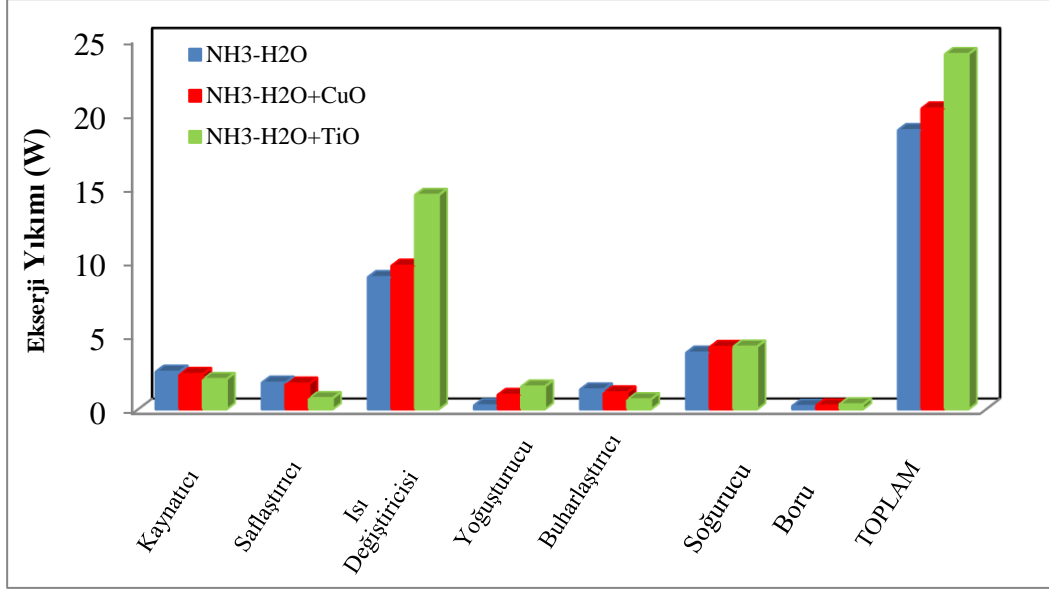
Şekil 8. Akışkan çiftlerin soğutma performans katsayısı

Şekil 8’de, NH₃-H₂O-He, NH₃-H₂O-He+CuO ve NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistem için ortalama soğutma performans katsayısı (COP) değerleri verilmiştir.

Şekil 8’den görüldüğü gibi, NH₃-H₂O-He, NH₃-H₂O-He+CuO ve NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemlerin COP değeri sırasıyla 0,226, 0,256 ve 0,377 olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla, CuO nano partikülünün enerji performans katsayısını % 13,32 ve TiO₂ nano partikülünün enerji performans katsayısını % 66,75 arttırdığı gözlemlenmiştir.

Elde edilen enerji analizi, enerji kullanım süreçlerinin tüm yönlerinin anlaşılması açısından tam olarak tek başına yeterli değildir. Bu yüzden DAR sisteminde enerji verimliliğini daha iyi anlayabilmek için termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına dayanan enerji ve ekserji analizlerinin yapılması gerekmektedir.

Şekil 9’da her bir ekipmanda meydana gelen ekserji yıkım değerleri karşılaştırılmıştır.

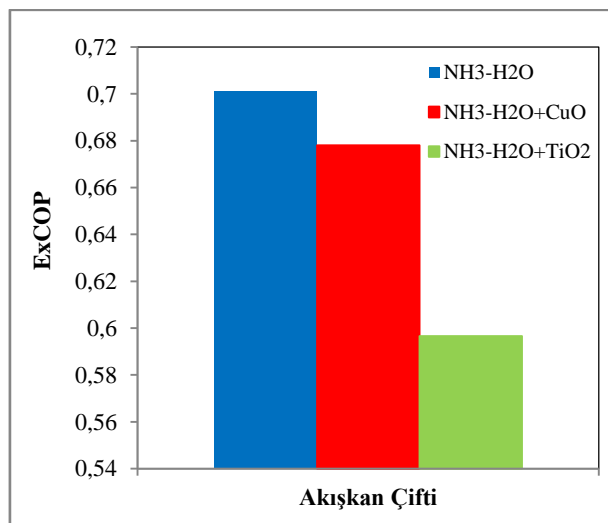


Şekil 9. Sistem ekipmanlarında oluşan ekserji yıkım değerleri

Şekil 9'da görüldüğü gibi aynı ısıtıcı gücü ve çevre sıcaklığında, üç sistem için de en yüksek ekserji yıkımı ısı değiştiricisinde meydana gelirken en düşük ekserji yıkımı ise için boru hattında meydana gelmektedir. Sıfırlatıcıda en büyük ekserji yıkımı NH₃-H₂O-He çalışma akışkanlı sistemde 1,787 W olarak hesaplanırken, en düşük ekserji yıkımı NH₃-H₂O-He+TiO₂ kullanan sistemde 0,743 W olarak hesaplanmıştır. Isı değiştiricisinde en yüksek ekserji yıkımı 14,448 W olarak NH₃-H₂O-He+TiO₂ kullanan sistemde hesaplanırken, en düşük ekserji yıkımı 8,896 W olarak NH₃-H₂O-He çalışma akışkanlı sistemde oluşmuştur. Yoğuşturucuda en büyük ekserji yıkımı NH₃-H₂O-He+TiO₂ kullanan sistemde 1,526 W olarak

bulunurken, en düşük ekserji yıkımı 0,259 W olarak NH₃-H₂O-He çalışma akışkanlı sistemde hesaplanmıştır. Buharlaştırıcıda en yüksek ekserji yıkımı NH₃-H₂O-He çalışma akışkanlı sistemde 1,328 W olarak bulunurken, en düşük ekserji yıkımı NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde 0,669 W olarak hesaplanmıştır. Soğurucuda en yüksek ekserji yıkımı NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde 4,215 W bulunurken, en düşük ekserji yıkımı 3,809 W olarak NH₃-H₂O-He çalışma akışkanlı sistemde bulunmuştur.

Şekil 10'da NH₃-H₂O-He, NH₃-H₂O-He+CuO ve NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistem için bulunan ekserji performansı (ExCOP) değerleri verilmiştir



Şekil 10. Akışkan çiftlerinin ekserji performans değerleri

Şekil 10'da görüldüğü gibi, NH₃-H₂O-He, NH₃-H₂O-He+CuO ve NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemlerde sırasıyla ExCOP değeri 0,701, 0,678 ve 0,597 olarak hesaplanmıştır. Nano partikül ilavesi sistem ekipmanlarında daha yüksek ekserji yıkımına sebep olduğundan dolayı soğutma performans katsayısının (COP) aksine ekserji performansını düşürmüştür. CuO ve TiO₂ nano partikülü sistemin ekserji performansını sırasıyla % 3,42 ve % 17,53 azaltmıştır.

TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, NH₃-H₂O-He çalışma akışkanı kullanan DAR sisteminin performansı, benzer ısıtıcı gücü ve çevre sıcaklığında CuO ve TiO₂ nano partikülleri ilave edilen sistemlerin performansları ile deneysel olarak karşılaştırılmıştır.

Çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

(1) $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ akışkan kullanan sistemler soğutmaya geçtikten sonra kararlı hale sırasıyla 119. dakika, 215. dakika ve 143. dakikadan itibaren geçmiştir.

(2) $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ kullanan sistemlerde ortalama elektrik tüketimi 63 W olarak ölçülmüştür.

(3) TiO_2 nano partikülünün sistemin çalışma basıncını düşürdüğü, CuO nano partikülünün sistem çalışma basıncında herhangi bir etki yaratmadığı gözlemlenmiştir.

(4) En yüksek enerji kaybı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ çalışma akışkanlı sistemde saflaştırıcıda meydana gelirken, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemde yoğurturucuda meydana gelmiştir.

(5) En yüksek soğutma kapasitesi $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ akışkanlı sistemde elde edilirken, en düşük soğutma kapasitesi $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanlı sistemde elde edilmiştir.

(6) En yüksek enerji performansı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ kullanılan sistemde elde edilirken, en düşük enerji

performansı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ kullanan sistemde elde edilmiştir.

(7) TiO_2 nano partikülünün soğutma performans katsayısını % 66,75, CuO nano partikülünün % 13,32 arttırdığı gözlemlenmiştir.

(8) $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı üç sistemde de en yüksek ekserji yıkımı ısı değiştiricisinde oluşurken, en düşük ekserji yıkımı borularda meydana gelmiştir.

(9) Soğutma performans katsayısının aksine en yüksek ekserji performansı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ kullanan sistemde elde edilirken, en düşük ekserji performansı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemden elde edilmiştir.

(10) CuO nano partikülünün enerji performans katsayısının aksine ekserji performansını % 3.42 azalttığı, TiO_2 nano partikülünün ekserji performansını % 17,53 azalttığı gözlemlenmiştir.

İlerleyen çalışmalarda farklı nano partiküllerin DAR sistemlerinde enerji ve ekserji performansı üzerinde etkileri termoeconomik açıdan da incelenebilir.

KAYNAKLAR

Adjibade, M. I. S., Thiam, A., Awanto, C., Azilnon, D., 2017, Experimental analysis of diffusion absorption refrigerator driven by electrical heater and engine exhaust gas, *Case Stud. Therm. Eng.*, 10, 255–261.

Adjibade, M. I. S., Thiam, A., Awanto, C., Ndiogou, B. A., Sambou, V., 2017, Dynamic investigation of the diffusion absorption refrigeration system $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$, *Case Stud. Therm. Eng.*, 10, 468–474.

Arslan, M. E. ve Eğrican, A. N., 2004, Buzdolabı Uygulamasında Kullanılan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 83, 53-63.

Chaves, F. D., Moreira, M. F. S., Koury, R. N., Machado, L., Cortez, M. F. B., 2019, Experimental study and modeling within validation of a diffusion absorption refrigerator, *Int. J. Refrigeration*, 101, 136–147.

Chen, J., Kim, K. J., Herold, K. E., 1996, Performance enhancement of a diffusion absorption refrigerator, *Int. J. Refrigeration*, 19, 208-218.

Dağdevir T., Özceyhan V., 2016, Thermal performance analyses of water based CuO-TiO_2 hybrid nanofluid flow in a horizontal tube, *Journal of fCE – Scientific paper*, 4, 49-54.

Ersöz, M. A., 2015, Investigation the effects of different heat inputs supplied to the generator on the energy performance in diffusion absorption refrigeration systems, *Int. J. Refrigeration*, 54, 10-21.

Gürbüz, E. Y., Sözen, A., Keçebaş, A., Özbaş, E., 2020, Experimental and numerical investigation of diffusion absorption refrigeration system working with ZnOAl_2O_3 and TiO_2 nanoparticles added ammonia/water nanofluid, *Exp. Heat Transf.*, A head of print, 1-26.

İnternet, 2018, Nanografi, <https://nanografi.com> (07.10.2018 tarihinde erişilmiştir).

Jakob, U., Eicker, U., Schneider, D., Taki, A. H., Cook, M. J., 2008, Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications, *Appl. Therm. Eng.* 28, 1138-1150.

Jemaa, R. B., Mansouri, R., Boukholda, I., Bellagi, A., 2017, Experimental characterization and performance study of an ammonia–water–hydrogen refrigerator, *Int. J. Hydrogen Energ.*, 42, 8594-860.

Jiang W., Li S., Yang L., Du K., 2019, Experimental investigation on performance of ammonia absorption refrigeration system with TiO_2 nanofluid, *Int. J. Refrigeration*, 98, 80-88.

- Khanafer K., Vafai K., 2011, A Critical Synthesis of Thermophysical Characteristics of Nano-Fluids, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 4410-4428.
- Koyfman, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2003, An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids, *Appl. Therm. Eng.*, 23, 1881-1894.
- Lee, J., Lee, K. R., Kang, Y. T., 2014, Development of binary nanoemulsion to apply for diffusion absorption refrigerator as a new refrigerant, *Energy*, 78, 693-700.
- Mansouri, R., Bourouis, M., Bellagi, A., 2018, Steady state investigations of a commercial diffusion-absorption refrigerator: Experimental study and numerical simulations, *Appl. Therm. Eng.*, 129, 725-734.
- Mazouz, S., Mansouri, R., Bellagi, A., 2014, Experimental and thermodynamic investigation of an ammonia/water diffusion absorption machine, *Int. J. Refrigeration*, 45, 83-91.
- Özbaş, E., 2009, Yayınımlı soğurmalı soğutma sistemi tasarımı, imali, deneysel ve teorik analizi ile performans iyileştirilmesi, Doktora tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye.
- Özbaş, E., 2021, Energy and exergy analysis of using FeOTiO₂ nanofluid in diffusion absorption refrigeration systems, *Heat Transf. Res.*, 11-24.
- Srikhirin, P., Aphornratana, S., 2002, Investigation of a diffusion absorption refrigerator, *Appl. Therm. Eng.*, 22, 1181-1893.
- Soli, N., Hafsi, N. B., Chaouachi, B., 2017, Thermodynamic feasibility study of absorption diffusion machine working with hydrocarbons, *Int. J. Hydrogen Energ.*, 42, 8881-8887.
- Sözen, A., Menlik, T., Özbaş, E., 2012, The effect of ejector on the performance of diffusion absorption refrigeration systems: an experimental study, *Appl. Therm. Eng.*, 33-34, 44-53.
- Sözen, A., ve Özalp, M., 2003, Performance improvement of absorption refrigeration system using triple-pressure-level, *Appl. Therm. Eng.*, 23, 1577-1593.
- Sözen, A., Keçebaş, A., Gürbüz, E. Y., 2021, Enhancing the thermal performance of diffusion absorption refrigeration system by using magnesium aluminate spinel oxide compound nanoparticles: an experimental investigation, *Heat Mass Transfer*, 57, 1583-1592.
- Sözen, A., Özbaş, E., Menlik, T., Çakır M. T., Gürü, M., Boran, K., 2014, Improving the thermal performance of diffusion absorption refrigeration system with alimuna nanofluids: an experimental study, *Int. J. Refrigeration*, 44, 73-80.
- Sözen, A., Özbaş, E., Menlik, T., Çiftçi, E., İskender, Ü., 2015, Difüzyonlu absorpsiyonlu mini soğutucularda nanoakışkan kullanımının ekserji performansına etkisi, *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 99-118.
- Starace, G., Pascalis, L. D., 2012, An advanced analytical model of the diffusion absorption refrigerator cycle, *Int. J. Refrigeration*, 35, 605-612.
- Starace, G., Pascalis, L. D., 2013, An enhanced model for the design diffusion absorption refrigerators, *Int. J. Refrigeration*, 36, 1495-1503.
- Sunal, S., 2019, Difüzyon absorpsiyon soğutma sistemlerinde nanopartikül kullanımının ısı performansına etkisi, Yüksek Lisans tezi, Uşak Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Uşak, Türkiye.
- Taieb, A., Mejbri, K., Bellagi, A., 2016, Detailed thermodynamic analysis of a diffusion-absorption refrigeration cycle, *Energy*, 115, 418-434.
- Wang, S. K., Wang, J., Wang Q., Wang, Y. L., Zhao, J. Y., Chen, G. M., 2017, Experimental research on the performance of the diffusion absorption refrigerator with mixed fluoride refrigerants, *Int. J. Refrigeration*, 81, 50-59.
- Wang, Q., Gong, L., Wang, J. P., Sun, T. F., Cui, K., Chen, G. M., 2011, A numerical investigation of a diffusion absorption refrigerator operating with the binary refrigerant for low temperature applications, *Appl. Therm. Eng.*, 3, 1763-1769.
- Yıldız, A., ve Ersöz, M. A., 2013a, Energy and exergy analyses of the diffusion absorption refrigeration system, *Energy*, 60, 407-415.
- Yıldız, A., Ersoz, M. A., Gözmen, B., 2014, Effect of insulation on the energy and exergy performances in DAR systems, *Int. J. Refrigeration*, 44 161-167.
- Yıldız, A., 2016, Thermoeconomic analysis of diffusion absorption refrigeration systems, *Appl. Therm. Eng.*, 99, 23-31.
- Yıldız, A., Ersöz M., A., 2013b, Yayınımlı Soğurmalı Soğutma Sisteminin Deneysel İncelenmesi ve Soğutma Verimi Analizi, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 789-798.
- Ziapour B. M., ve Tavakoli M., 2011, Performance study on a diffusion absorption refrigeration heat pipe cycle, *Int. J. Therm. Sci.*, 50, 592-598.

Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2005, Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle, *Int. J. Refrigeration*, 28, 515-525.

Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2007, The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance, *Appl. Therm. Eng.*, 27, 2213-2219.

Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde I., 2008, The influence of the generator and bubble pump configuration on the performance of diffusion absorption refrigeration (DAR) system, *Int. J. Refrigeration*, 20, 962-969.

Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2009, Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids, *Int. J. Refrigeration*, 32, 1241-1246.