



BUHAR SIKIŞTIRMALI-ABSORBSİYONLU ÇİFT KADEMELİ SOĞUTMA ÇEVİRİMİ VE ALTERNATİF ÇEVİRİMLERLE KARŞILAŞTIRILMASI

Canan CİMSİT*ve İlhan Tekin ÖZTÜRK**

*Kocaeli Üniversitesi Gölcük MYO, Gölcük-Kocaeli, (ccimsit@kocaeli.edu.tr)

**Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
Umuttepe-Kocaeli, (ilhan@kocaeli.edu.tr)

(Geliş Tarihi: 28.03.2012 Kabul Tarihi: 25.09.2012)

Özet: Bu çalışmada ilk kez buhar sıkıştırılmalı-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimi tasarlanmış ve çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Akışkan olarak absorbsiyonlu kısımda $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve buhar sıkıştırılmalı kısımda ise NH_3 soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Yeni çevrim alternatif çevrimlerle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçlarından yeni çevrimin elektrik enerjisi tüketiminin aynı çalışma koşullarındaki NH_3 kullanan tek kademeli buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerine göre %58, çift kademeli soğutma çevrimlerine göre %50 ve kaskad çevrimlere göre %25 daha düşük olduğu görülmüştür. Yeni çevrimin sistem elemanlarından kaynatıcı ve buharlaştırıcının farklı çalışma sıcaklık değerleri için analizi yapılmıştır. Bu analizlerden soğutma çevriminin kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla çevrimin soğutma tesir katsayısının artmakta olduğu tespit edilmiştir. Absorberde en yüksek ekserji kaybı meydana gelmiş olup, bunu kaynatıcı izlemektedir. Bu sistemlerle atık ısı, alternatif enerji (güneş, jeotermal) kaynaklarından ve kojenerasyondan yararlanarak düşük sıcaklıklarda soğutma yapmak mümkündür.

Anahtar Kelimeler: Soğutma, Absorbsiyonlu soğutma, Çift kademeli soğutma, Termodinamik analiz

THE VAPOUR COMPRESSION-ABSORPTION TWO STAGE REFRIGERATION CYCLE AND ITS COMPARISON WITH ALTERNATIVE CYCLES

Abstract: In this study, a vapour compression-absorption two stage refrigeration cycle was designed for the first time, and a thermodynamic analysis of cycle was performed. While $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ was used as fluid pair in the absorption section, NH_3 was used in the vapour compression section. The novel cycle has been compared with alternative cycles for the same operating conditions. It was presented that electrical energy consumption in the novel cycle is 58% lower than classical one stage vapour compression refrigeration cycle, 50% lower than two stage vapour compression refrigeration cycle and 25% lower than vapour compression-absorption cascade refrigeration cycle. The thermodynamics analysis was performed for different evaporator and generator temperatures. The results show that the performance of the vapour compression-absorption two stage refrigeration cycle increases with increasing generator and evaporator temperatures. The highest exergy loss occurs in the absorber, and followed by the generator. With the novel two stage cycle, it is possible to obtain cooling at low temperatures by using alternative energy sources such as solar and geothermal heat, waste and cogeneration heat.

Keywords: Refrigeration, Absorption refrigeration, Two stage refrigeration, Thermodynamic analysis

SEMBOLLER

e	Özgül ekserji [kJ/kg]
\dot{E}	Ekserji akışı [kW]
ECOP	Ekserji etkinliği
EID	Eriyik Isı Değiştiricisi
f	Dolaşım oranı
h	Entalpi [kJ/kg]
\dot{m}	Kütleli debi [kg/s]
P	Basınç [kPa]
\dot{Q}	Isıl güç [kW]
s	Özgül entropi [kJ/kgK]
STK	Soğutma tesir katsayısı
T	Sıcaklık [K]
x	Konsantrasyon

\dot{W} Kompresör işi [kW]

Alt indisler

abs	Absorber, absorbsiyon
ara	Ara soğutucu
ard	Ara soğutucu dengeleme
buh	Buharlaştırıcı
çevg	Çevrim genel
ç	Çıkış
g	Giriş
kay	Kaynatıcı
komp	Kompresör
yoğ	Yoğuşturucu

GİRİŞ VE AMAÇ

Soğutmada buhar sıkıştırılmalı çevrimlerin ağırlıklı kullanılması ve alternatif enerji kaynaklarının henüz soğutmada yeterli düzeyde kullanılmamasından dolayı soğutmada elektrik enerjisi tüketimi ve maliyetleri yüksek seviyelerde gerçekleşmektedir. Bu durum sonucunda sektörde rekabet gücü zayıflamakta ve soğutma çevrimlerinde maliyetlerin azaltılma yolları aranmaktadır. Çok düşük sıcaklıklara absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde özellikle ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) kullanan çevrimlerle inmek mümkün fakat bu çevriminde performansı düşük seviyelerde gerçekleşmektedir. Atık ısıların, güneş, jeotermal enerjilerin ve kojenerasyon sistemlerinin destekledikleri buhar sıkıştırılmalı ve absorpsiyonlu çevrimlerin (kombine), kaskad veya kademeli olarak birlikte kullanımları düşük sıcaklıklara soğutmada elektrik enerjisi tüketimini azaltmakta önemli bir alternatif olarak gözükmektedir.

Mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminde elektrik enerjisine ihtiyaç duyulurken absorpsiyonlu soğutma sisteminde bu enerjiye duyulan ihtiyaç çok daha az ve sisteme verilen ısı enerjisi oldukça fazladır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ozon tabakasına zarar veren soğutucu akışkanların kullanılmasının azaltılmasının sağlanması ve atık ısı ve yenilenebilir enerji kaynaklarının (güneş enerjisi, jeotermal enerji) kullanılmasından dolayı cazip bir seçenek haline gelmiştir.

Literatürde alternatif enerji kaynaklarını kullanan absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin performansını inceleyen bir dizi çalışma sunulmuştur. Bu çalışmaların bazıları aşağıda verilmiştir.

Karakas vd. (1990), güneş enerjisini kaynak kullanan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftleriyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerini oluşturan her bir elemanın termodinamik analizini yapmışlardır. Elde edilen sonuçlar tablolar halinde verilmiştir. Bu sonuçlara göre 0°C 'nin üzerinde $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftiyle çalışan sistemin hem birinci hem de ikinci yasa analizine göre daha etkin olduğunu belirtmişlerdir.

Ahlby vd. (1991), $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi ile R12 soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi arasında yaptıkları karşılaştırmaya göre $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı sisteminin R12 soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemine göre daha elverişli olduğunu belirtmişlerdir.

Horuz (1998), $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftleriyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerini, performans katsayıları, soğutma kapasiteleri, maksimum ve minimum basınçlarına göre teorik olarak karşılaştırmalı bir çalışma yapmıştır. Lityum bromür-su ile çalışan sistemin amonyak-su ile çalışan sisteme göre daha iyi performans katsayısına sahip olduğunu belirtmiştir. Bununla birlikte lityum bromür-su ile çalışan soğutma

sisteminde soğutkan olarak su kullanıldığında düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında çalışmaması ve kristalleşme gibi problemlerin olduğunu belirtmişlerdir.

Sun (1997), yaygın olarak kullanılan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftlerinin termodinamik özelliklerini veren bağıntıları derlemiş ve detaylı olarak vermiştir.

Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2003), $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik analizini yapmışlardır. Eriyiklere ait termodinamik özellikler verilmiştir. Çalışmalarında her iki sistemin performansı, farklı kaynatıcı, yoğunlaştırıcı ve absorber sıcaklıklarında karşılaştırılmış olup, her iki sistemin de performansının artan kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında artmakta olduğunu, buna karşın artan yoğunlaştırıcı ve absorber sıcaklıklarının da ise azalmakta olduğunu belirtmişlerdir.

Lee ve Sherif (2001), ısıtma ve soğutma uygulamaları için LiBr-su akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemine termodinamiğin birinci ve ikinci kanununu uygulayarak sistemin termodinamik analizini yapmışlardır. Sistemin kaynatıcıya sıcak su giriş sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı gibi farklı çalışma şartları altında sistemin performans katsayısı ve ekserji veriminin değişimini araştırmışlardır.

Şencan vd. (2005), ısıtma ve soğutma uygulamaları için, tek kademeli $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminde ekserji analizini yapmışlardır. Oluşturdukları sistemdeki her bir elemandaki entalpi, entropi, sıcaklık, kayıp ekserji, kütleli debi gibi parametreleri elde etmişlerdir. Çalışmalarında yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıdaki ısı yükü ve ekserji kayıplarının kaynatıcı ve absorberinkinden daha az olduğu sonucunu çıkarmışlardır.

Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2007), tek etkili $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemini termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre incelemişlerdir. Çevrimin her bir noktasındaki termodinamik özellikler, her bir sistem elemanının ısı transfer kapasitelerini ve bazı performans parametrelerini birinci kanunu esas alarak hesaplamışlardır. Sistemi oluşturan elemanların entropi üretimleri ile sistemin toplam entropi üretimini elde etmişlerdir. Yüksek performans katsayısını yüksek kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında veya düşük absorber ve yoğunlaştırıcı sıcaklıklarında olduğunu belirtmişlerdir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerle birlikte tasarlanması hem absorpsiyonlu çevrimlerin hem de buhar sıkıştırılmalı çevrimlerin performanslarını oldukça iyileştirebilmektedir. Bu konuda literatürde çeşitli çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmalar; absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kombine ve absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma çevrimleri şeklinde gruplandırılabilirler (Ayala, (1997), Kairouani ve Nehdi (2006), Cimsit (2009)).

Ayala *vd.* (1997) tarafından absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kombine soğutma sistemi $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ akışkan çifti kullanılarak analizi yapılmıştır. Kombine soğutma çevriminin performansının buhar sıkıştırma veya absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinden daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Kairouani ve Nehdi (2006), absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti, buhar sıkıştırma kısmında ise üç farklı akışkan (R717 , R22 , R-134a) kullanan sistem için gerekli elektrik enerjisinin aynı çalışma koşullarında R717 , R22 ve R-134a soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırma sistemden %37-54 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir.

Cimşit (2009), kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmında daha önce çalışılan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftine alternatif olarak $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ çiftinin kullanılması buhar sıkıştırma kısmında ise farklı soğutucu akışkanlar (R-134a , R410A , NH_3) kullanılması durumlarının termodinamik analizini yapmıştır.

Düşük sıcaklıklara soğutmada kullanılan çift kademeli buhar sıkıştırma çevrimlerin elektrik tüketimlerinin azaltılmasının yolları arasında verimli kompresör ve sıkıştırma kademeleri arasında ara soğutma yapılması bulunmasına rağmen bu yöntemlerde bile sınırlı miktarda elektrik tüketimi azaltılabilmektedir. Buhar sıkıştırma ve absorpsiyonlu çevrimlerin uygun şekilde birleştirilerek birlikte kullanılması kademeli çevrimler için önemli bir alternatif olarak görülmektedir.

Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma çevriminde buhar sıkıştırma kısım ile absorpsiyonlu kısımında farklı soğutucu akışkan kullanımında iki akışkanın buharlaşma ve yoğuşma prosesleri kaskad ısı değiştirgecinde çok büyük basınç farklarında olabilmektedir. Böyle bir çalışma kaskad ısı değiştirgecinin yatırım maliyetini yükseltmektedir. Ayrıca kaskad çevriminin absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırma kısmında aynı soğutucu akışkan olarak amonyak kullanımında bile kaskad ısı değiştirgecinin çalışabilmesi için gerekli olan her iki kısım arasındaki sıcaklık farkı (ΔT) büyük ise kaskad çevriminin hem performansı düşük olmakta hem de ısı değiştirgecinin her iki tarafındaki basınç farkı (ΔP)'nin büyümesi sonucu ısı değiştirgecinin maliyeti yükselmektedir.

Bu çalışmada düşük sıcaklıklara soğutma yapmada kullanılan buhar sıkıştırma çift kademeli soğutma çevrimlerinin elektrik tüketimini azaltmak, absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma çevriminin yukarıda bahsedilen dezavantajlarını gidermek ve performansını iyileştirmek, buhar sıkıştırma ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinden daha etkin faydalanabilmek amacıyla teorik olarak oluşturulan açık ara soğutucu buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimi tasarlanarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Yeni çevrimin tasarımında gerek buhar sıkıştırma çevrimin

gerekse absorpsiyonlu çevrimin tek kademeli kısımları birleştirilerek çift kademeli bir çevrim oluşturulmuştur. Bu iki çevrimin performanslı çalışma durumları değerlendirilerek buhar sıkıştırma ilk kademede ve absorpsiyonlu çevrimde ikinci kademede düşünülmüştür. Böylece buhar sıkıştırma çevrim soğutma katsayısı oldukça yüksek olarak kademeli çevrimde yerini almıştır.

Ayrıca bu yeni tasarlanan çevrimin sağladığı katkıları ortaya çıkarmak için yeni çevrimle aynı çalışma şartlarındaki literatürde bilinen ve yaygın bir şekilde kullanılan NH_3 kullanan buhar sıkıştırma tek kademeli (Yamankaradeniz *vd.*, 2002), açık ara soğutucu NH_3 kullanan çift kademeli buhar sıkıştırma (Altinkurt ve Öztürk, 2011) ve literatürde verilen fakat kendine yeni yeni kullanım alanı bulabilen absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma (Kairouani ve Nehdi, 2006; Cimşit, 2009; Cimşit ve Öztürk, 2012) çevrimlerinin termodinamik analizleri yapılarak analizlerden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

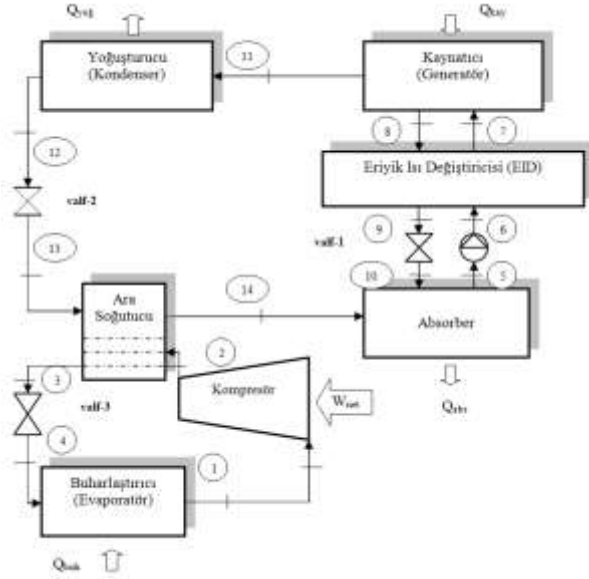
BUHAR SIKIŞTIRMALI-ABSORBSİYONLU ÇİFT KADEMELİ SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Bu bölümde absorpsiyonlu soğutma sistemlerinden daha fazla faydalanmak amacıyla düşünülen açık ara soğutucu buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimi tasarlanmış ve teorik olarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

Açık Ara Soğutucu Buhar Sıkıştırma-Absorpsiyonlu Çift Kademeli Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi

Bu çalışma için tasarlanan açık ara soğutucu buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimi için absorpsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanıldığı, buhar sıkıştırma kısmında ise NH_3 kullanıldığı kabul edilmiştir. Böyle bir çevrimin genel şeması Şekil 1'de verilmiştir.

Bu tip çift kademeli soğutma çevriminde; absorpsiyon kısmının çalışma prensibi absorpsiyonlu soğutma sistemiyle aynı olmakla beraber yoğuşmaktan çıkan ve kısımla valfinden ara soğutucu basıncına kısılan soğutucu akışkan ara soğutucuya gönderilir. Buhar sıkıştırma kısmında ise soğutucu akışkan (amonyak) kompresörde emilerek açık ara soğutucuya gönderilir. Ara soğutucudan alınan sıvı soğutucu akışkan genişleme valfinden buharlaştırıcı basıncına kısılarak buharlaştırıcıya sevk edilir. Buharlaştırıcıda soğutucu akışkan soğutulan ortamın ısını çekerek ortamı soğutur. Çevrimin termodinamik analizine temel oluşturacak aşağıda belirtilen birtakım kabuller yapılmıştır, bunlar:



Şekil 1. Açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma.

1. Analiz sürekli rejim şartlarında yapılmıştır.
2. Generatör çıkışında akışkan, gaz fazında ve kızgın $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ karışımı olup sıcaklığı, generatör sıcaklığındadır.
3. Kondenserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı fazındadır.
4. Evaporatörden çıkan soğutucu akışkan, doymuş buhar fazındadır.
5. Absorberden çıkan eriyik, absorber basıncı ve sıcaklığında denge halindedir.
6. Generatörden çıkan eriyik, generatör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
7. Sistemde bütün basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
8. Absorbsiyonlu sistemde pompanın tükettiği iş ihmal edilmiştir.
9. Kompresörlerde sıkıştırmalarda izentropik verim 0.8 alınmıştır.

Açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma çevriminde aynen çift kademeli buhar sıkıştırma çevrimlerinde olduğu gibi ara soğutucu olarak tanımlanan elemanın çalıştığı basınç yoğunlaştırıcı ile buharlaştırıcı basınçlarının arasında olmalıdır (Yamankaradeniz vd, 2002). Buna göre;

$$P_{ara} = \sqrt{P_{buh} P_{yoğ}} + 0.35 \quad (1)$$

Sistemi oluşturan her bir elemanın enerji dengesi yazılarak ısı kapasiteleri aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_{kay} = \dot{m}_{11}.h_{11} + \dot{m}_8.h_8 - \dot{m}_7.h_7 \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10}.h_{10} + \dot{m}_{14}.h_{14} - \dot{m}_5.h_5 \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{EID} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) \quad (5)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_1.(h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_1(h_1 - h_4) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{ard} = \dot{m}_1(h_2 - h_3) = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{13}) \quad (8)$$

Dolaşım oranı:

$$f = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_{11}} = \frac{1 - x_8}{x_7 - x_8} \quad (9)$$

Sisteminin genel soğutma tesir katsayısı ($STK_{\text{çevg}}$):

$$STK_{\text{çevg}} = \dot{Q}_{buh} / (\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{pompa}) \quad (10)$$

Buhar sıkıştırma soğutma kısmının soğutma tesir katsayısı (STK_{buh}):

$$STK_{\text{buh}} = \dot{Q}_{buh} / \dot{W}_{komp} \quad (11)$$

Absorbsiyonlu kısmının soğutma tesir katsayısı (STK_{abs}):

$$STK_{\text{abs}} = \dot{Q}_{ard} / (\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_{pompa}) \quad (12)$$

Ekserji belirli bir enerjiye sahip akışkanın çevre şartlarına indirgenerek kendisinden maksimum iş elde edilmesidir. Bir sistemden elde edilecek en fazla iş, sistemin belirli başlangıç halinden tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hal) gelirse elde edilir. Bu da sistemin başlangıç halinde yararlı iş potansiyelini göstermektedir ve ekserji (kullanılabilirlik) diye tanımlanır (Bejan vd, 1996).

Bir sistemde ekserji kaybına neden olan durumlar; sürtünme kayıpları, sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı transferi, ani genişleme veya sıkıştırma gibi olaylardır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde de ekserji kaybına neden olan durumlar, bu sayılan olaylara benzerdir. Ayrıca absorbsiyonlu sistemlerde, bunlara ilave olarak absorber ve kaynatıcıda meydana gelen karışım kayıpları da eklenir (Şencan, 2005).

Ekserji kayıplarının analizi sistem boyunca tersinmezliklerin nerede olduğu konusunda bilgi vermektedir. Enerjinin en faydalı şekilde kullanılabilmesi için tersinmezliklerin en aza indirilmesi gerekmektedir.

Şekil 1'de verilen açık sistemler için ekserji kayıp ifadesi aşağıda verilmektedir:

$$\Delta \dot{E} = \sum \dot{m}_g e_g - \sum \dot{m}_ç e_ç + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) - \sum \dot{W} \quad (13)$$

Bu denklemde ilk iki terim akışkanın sistem elemanlarına giriş ve çıkışındaki ekserjisi, üçüncü terim

ısı geçişi ile gerçekleşen ekserji geçişi ve son terim ise sistem iş ile gerçekleşen ekserji akışını göstermektedir. Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edildiği zaman özgül ekserji aşağıdaki şekilde elde edilebilir:

$$e = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (14)$$

Sistemi oluşturan her bir eleman için ekserji kayıpları aşağıdaki denklemlerden elde edilebilir:

$$\Delta \dot{E}_{kay} = \dot{m}_7 e_7 - \dot{m}_{11} e_{11} - \dot{m}_8 e_8 + \dot{Q}_{kay} \left(1 - \frac{T_o}{T_{kay}}\right) \quad (15)$$

$$\Delta \dot{E}_{abs} = \dot{m}_{10} e_{10} + \dot{m}_{14} e_{14} - \dot{m}_5 e_5 - \dot{Q}_{abs} \left(1 - \frac{T_o}{T_{abs}}\right) \quad (16)$$

$$\Delta \dot{E}_{kon} = \dot{m}_{11} e_{11} - \dot{m}_{12} e_{12} - \dot{Q}_{kon} \left(1 - \frac{T_o}{T_{kon}}\right) \quad (17)$$

$$\Delta \dot{E}_{EID} = \dot{m}_6 (e_6 - e_7) + \dot{m}_8 (e_8 - e_9) \quad (18)$$

$$\Delta \dot{E}_{buh} = \dot{m}_4 e_4 - \dot{m}_1 e_1 + \dot{Q}_{buh} \left(1 - \frac{T_o}{T_{buh}}\right) \quad (19)$$

$$\Delta \dot{E}_{komp} = \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_2 e_2 + \dot{W}_{komp} \quad (20)$$

$$\Delta \dot{E}_{valf1} = \dot{m}_9 e_9 - \dot{m}_{10} e_{10} \quad (21)$$

$$\Delta \dot{E}_{valf2} = \dot{m}_{12} e_{12} - \dot{m}_{13} e_{13} \quad (22)$$

$$\Delta \dot{E}_{valf3} = \dot{m}_3 e_3 - \dot{m}_4 e_4 \quad (23)$$

$$\Delta \dot{E}_{ard} = \dot{m}_{13} (e_{13} - e_{14}) + \dot{m}_2 (e_2 - e_3) \quad (24)$$

Açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma sisteminin ikinci yasa verimi diğer bir ifadeyle ekserji etkinliği sistemden elde edilen

ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranı olarak ifade edilebilir (Lee ve Sherif, 2001).

$$ECOP = \frac{\dot{Q}_{buh} \left(1 - \frac{T_o}{T_{buh}}\right)}{\dot{Q}_{kay} \left(1 - \frac{T_o}{T_{kay}}\right) + \dot{W}_{komp}} \quad (25)$$

Termodinamik Analiz Sonuçları

Açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimi için absorbsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak NH₃-H₂O buhar sıkıştırma kısmında ise NH₃ kullanıldığı kabul edilerek enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Analiz T_{buh}=T₁=243 K ve T_{yog}=T₁₂=303 K sıcaklıkları için yapılmış olup, soğutma yükü 50 kW olarak alınmıştır. Örnek çevriminin bütün noktalarındaki sıcaklık, entalpi, entropi, kütleli debi ve konsantrasyon değerleri Tablo 1'de ve sistem elemanlarının ısı kapasite ve soğutma tesir katsayısı (STK) değerleri Tablo 2'de verilmiştir.

Açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimi için 104.886 kW kadar 363 K kaynatıcı sıcaklığında güneş enerjisi, jeotermal veya atık ısı beslenmesi gerekmektedir (Tablo 2).

Soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerinde kullanılan soğutucu akışkan ve soğutucu ve absorbent karışımlarıyla ilgili termodinamik özellikler (Ziegler ve Trepp (1984); referansında verilen bağıntılar yardımıyla elde edilmiştir.

Ekserji kayıplarının analiziyle sistem boyunca tersinmezliklerin nerede olduğu belirlenmekte olup, dikkatlerin o eleman üzerine toplanması mümkün olabilmektedir. Bu amaçla tasarlanan bu yeni çevrimin ekserji analizi yapılmıştır. Sonuçlar Tablo 3'te gösterilmektedir. Sonuçlara göre en büyük ekserji kaybı absorberde oluşurken bunu kaynatıcı takip etmektedir.

Tablo 1. Şekil 1'de açıklanan çevrimin çeşitli noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi, entropi, kütle ve konsantrasyonları.

Akım No	T(K)	P(kPa)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	x(%NH ₃)	\dot{m} (kg/s)
1	243	119.44	1225.1	5.0824	-	0.041
2	343	408.36	1433.8	5.2160	-	0.041
3	273	408.36	-0.0024	0.0126	-	0.041
4	243	119.44	-0.0024	0.0126	-	0.041
5	303	408.36	-109.127	1.9534	51	0.248
6	303	1167.1	-109.127	1.9534	51	0.248
7	331	1167.1	21.619	2.3507	51	0.248
8	363	1167.1	176.890	3.2433	38	0.196
9	327	1167.1	11.454	2.7658	38	0.196
10	327	408.36	11.454	2.7658	38	0.196
11	363	1167.1	1453.4	4.7676	-	0.052
12	303	1167.1	142.0285	0.4998	-	0.052
13	273	408.36	142.0285	0.4998	-	0.052
14	273	408.36	1266.7	4.6546	-	0.052

Evaporatördeki ekserji kaybı diğer sistem elemanlarına kıyasla oldukça küçük olmaktadır.

Tablo 2. Örnek çevrimin (Şekil 1) sistem elemanlarının ısı kapasiteleri ve ilgili kısımların STK değerleri $T_{buh}=T_1=243$ K, $T_{yoğ}=T_{12}=303$ K, $Q_{buh}=50$ kW).

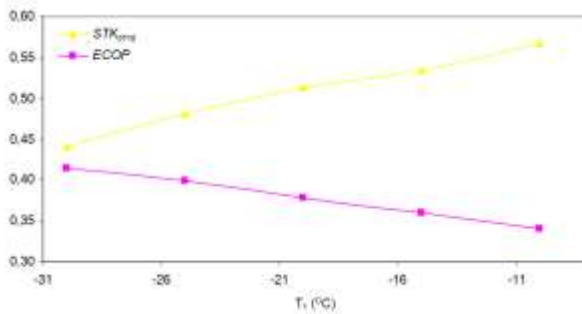
Q_{kay} (kW)	104.886
Q_{abs} (kW)	95.176
$Q_{yoğ}$ (kW)	68.191
W_{komp} (kW)	8.557
STK_{buh}	5.843
$STK_{çevg}$	0.441

Tablo 3. Örnek çevrimin (Şekil 1) sistem elemanlarının ekserji kayıp değerleri ($T_o=298$ K, $P_o=101.325$ kPa).

Sistem elemanları	$\dot{\Delta E}$ (kW)
Evaporatör	0.435
Kompresör	1.633
Ara soğutucu eleman	1.118
Absorber	5.823
Eriyik Isı Değiştiricisi (EID)	1.473
Kaynatıcı (Generatör)	3.520
Yoğuşturucu (Kondenser)	2.024
SİSTEM	16.026
<i>ECOP</i>	0.414
$STK_{çevg}$	0.441

Açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma sisteminin en iyi çalışma koşullarının belirlenmesi için sisteminin performansına etki eden önemli sistem elemanlarından kaynatıcı (generatör) ve buharlaştırıcının farklı çalışma sıcaklık değerleri için enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Sonuçlar Şekil 2, 3 ve 4’de verilmiştir.

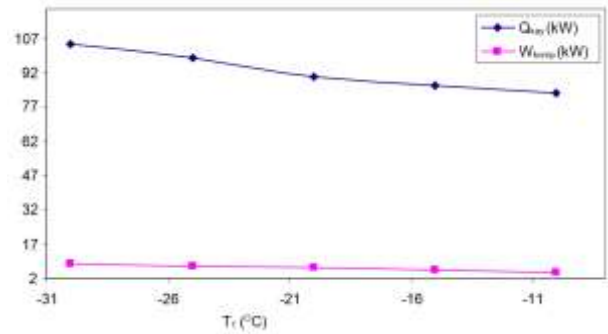
Şekil 2’de görüldüğü gibi artan buharlaştırıcı sıcaklıklarında $STK_{çevg}$ değerlerinin arttığı ve bu artışın -30 °C ile -10 °C arasında % 22 civarında olduğu buna karşın sistemin ekserji etkinliğinin azalan buharlaştırıcı sıcaklıkları ile arttığı ve bu artışında -30 °C ile -10 °C arasında yaklaşık % 18 civarında olduğu görülmektedir.



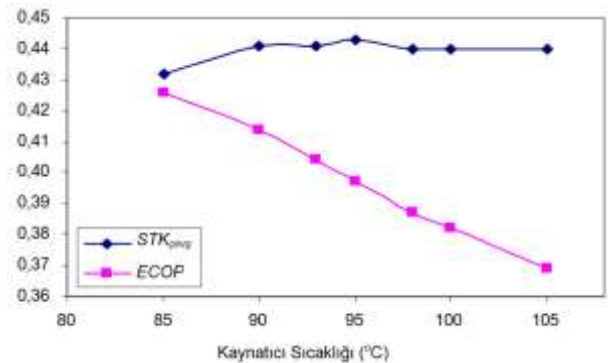
Şekil 2. Açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma çevriminin $STK_{çevg}$ ve *ECOP* değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı (T_1) ile değişimi.

Buhar sıkıştırma-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma çevriminin buharlaştırıcı sıcaklığının artması, kaynatıcı için gerekli ısı miktarını azaltırken aynı zamanda kompresöre verilen enerji miktarını da azaltmaktadır. Kaynatıcıda verilen ısıdaki azalmanın -30 °C ile -10 °C arasındaki azalma miktarı % 21 iken aynı buharlaştırıcı sıcaklıkları arasında kompresörün tükettiği iş miktarındaki azalma ise % 46 olmaktadır (Şekil 3).

Şekil 4’den görüleceği gibi kaynatıcı(generator) sıcaklığı arttıkça çevrimin $STK_{çevg}$ değeri artmakta olup 95 °C’de maksimum değerine ulaşmaktadır. Bu sıcaklıktan sonra bir miktar $STK_{çevg}$ değerleri azalır. Artan kaynatıcı(generator) sıcaklıklarında $STK_{çevg}$ değerleri sabit kalırken *ECOP* değerleri azalmaktadır. Kaynatıcı(generator) sıcaklıklarının artışı Eş.(25)’de görüldüğü gibi *ECOP* üzerinde olumsuz etki yaratmıştır. *ECOP* değerindeki değişim 85 °C ile 105 °C arasında % 13 civarında azalarak gerçekleşmiştir. Yüksek kaynatıcı(generator) sıcaklıklarında sisteme giren ekserji miktarı artması ile aynı şartlarda yapılan soğutmada dolayı kaynatıcıda ve diğer cihazlarda oluşan ekserji kaybını artırmıştır ve bundan dolayı sistemin ekserji etkinliği olumsuz etkilenmiştir.



Şekil 3. W_{komp} ve Q_{kay} 'ın buharlaştırıcı sıcaklığı (T_1) ile değişimi.



Şekil 4. $STK_{çevg}$ 'nin kaynatıcı sıcaklığı ile değişimi.

Önerilen Çevrimin Alternatif Çevrimlerle Enerji Analizine Göre Karşılaştırılması

Analiz edilen açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimini aynı çalışma koşullarında ($T_{buh}=T_1=243$ K, $T_{yoğ}=T_{12}=303$ K, soğutma yükü 50 kW) ve literatürde bilinen ve sanayide yaygın kullanılan NH_3 kullanan tek kademeli

(Yamankaradeniz vd, 2002), açık ara soğutuculu çift kademeli soğutma (Altınkurt ve Öztürk, 2011) ve literatürde bilinen ve yeni yeni kullanım alanı bulan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma (Kairouani ve Nehdi, 2006; Cimşit, 2009; Cimşit ve Öztürk, 2012) sistemleriyle karşılaştırması yapılmıştır. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri ve çevrimlerin soğutma tesir katsayıları (STK) Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4'den görüldüğü gibi tek kademeli klasik buhar sıkıştırma soğutma çevrimi için gerekli olan kompresör işi açık ara soğutuculu çift kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimine göre % 15 daha yüksektir.

Termodinamik analizi yapılan örnek uygulamada aynı şartlarda aynı miktar soğutma elde edebilmek için açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu çift kademeli soğutma sistemlerinde, tek kademeli soğutma çevrimine göre yaklaşık % 58 daha az elektrik enerjisi gerekmektedir. Ayrıca yeni önerilen bu çevrimde açık ara soğutuculu çift kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimine göre % 50, absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad çevrimine göre de % 25 daha az elektrik enerjisine ihtiyaç duyulmaktadır.

Tablo 4. Yeni tasarlanan soğutma çevrimi ile alternatif soğutma çevrimlerinin sistem elemanlarının ısı kapasiteleri ve STK değerlerinin karşılaştırılması ($T_{buh}=T_1=243$ K, $T_{yog}=T_{12}=303$ K, $Q_{buh}=50$ kW).

	Açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimi	Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma çevrimi	Buhar sıkıştırma soğutma çevrimleri	
	NH ₃ -H ₂ O NH ₃	NH ₃ -H ₂ O NH ₃	Tek kademeli soğutma çevrimi	Açık ara soğutuculu çift kademeli soğutma çevrimi
\dot{Q}_{kay} (kW)	104.886	109.225	-	-
\dot{Q}_{buh} (kW)	50	50	50	50
\dot{W}_{kom} (kW)	8.557	11.360	20.405	17.250
STK _{buh}	5.843	4.401	2.450	2.899
STK _{cev}	0.441	0.415	-	-

Yukarıda analizi yapılan örnek uygulamanın aynı çalışma koşullarında ($T_{buh}=T_1=243$ K, $T_{yog}=T_{12}=303$ K, $Q_{buh}=50$ kW) tamamen absorpsiyonlu soğutma sistemine göre çalıştırılması mümkün değildir. Çünkü absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en yaygın olarak kullanılan NH₃-H₂O ve LiBr-H₂O akışkan çiftlerinin özelliklerinden dolayı absorpsiyonlu çevrimlerde soğutma belirli sıcaklık değerlerine kadar yapılabilmektedir. Amonyakın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı NH₃-H₂O eriyiği kullanan soğutma

sistemleri yaklaşık -10°C buharlaştırıcı sıcaklığına kadar soğutma yapabilmektedir. LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanıldığı düşünülmesi durumunda soğutucu akışkan su olduğundan sistem, suyun donma riskinden dolayı buharlaştırıcı sıcaklığının 4°C'nin altındaki sıcaklıklarda çalışamaz (Kaynaklı ve Yamankaradeniz, 2003).

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinden daha fazla faydalanmak amacıyla düşünülen açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu çift kademeli soğutma sistemleriyle hem rahatlıkla düşük sıcaklıklarda soğutma yapılabilmesi hem de atık ısı ve yenilenebilir enerji kaynaklarının değerlendirilmesi mümkün olabilmektedir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada yeni bir çevrim olarak açık ara soğutuculu çift kademeli buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu soğutma çevrimi tasarlanarak teorik olarak termodinamik analizi yapılmıştır. Karşılaştırma için esas alınan çevrim şartlarına göre yeni önerilen açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimle tek kademeli soğutma çevrimine göre yaklaşık % 58, açık ara soğutuculu çift kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimine göre % 50 ve buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu kaskad çevrimine göre de % 25 daha az elektrik enerjisi tüketimine ihtiyaç duyulmaktadır.

Açık ara soğutuculu buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu çift kademeli soğutma sisteminin elemanlarından kaynatıcı (generatör) ve buharlaştırıcının farklı çalışma sıcaklık değerleri için enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Bu analizlerden soğutma çevriminin kaynatıcı (generatör) ve buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla çevrimin soğutma tesir katsayısının artmakta olduğu tespit edilmiştir. Sistemi oluşturan her bir elemandaki ekserji kaybı ve sistemin ekserji etkinliği (ECOP) hesaplanmıştır. Sonuçlara göre absorberde en yüksek ekserji kaybı meydana gelmiş olup, bunu kaynatıcı (generatör) izlemektedir.

Buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu kaskad soğutma çevriminde kullanılan kaskad ısı değiştirgecinden dolayı oluşan dezavantajları, önerilen yeni çevrimde avantaja dönüşmekle beraber hem çalışma performansı hem de soğutma tesir katsayısı kaskad çevrime göre daha yüksek elde edilmiştir.

Buhar sıkıştırma ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinden daha etkin faydalanabilmek amacıyla düşünülen bu yeni çevrimle güneş enerjisinden, jeotermal enerjiden, sanayi atık ısılarından ve kojenerasyondan yararlanarak düşük sıcaklıklarda ısı kullanarak daha düşük sıcaklıklara ve daha az elektrik enerjisi kullanarak (dolayısıyla daha düşük emisyon oluşturulması sebebiyle çevreye olan etkilerin azaltılarak) soğutma yapılabileceği görülmüştür.

Yeni çevrimin absorpsiyon kısmının kaynatıcı çıkışındaki akışkanın su içeriği sistemin performansını

olumsuz yönde etkilemektedir. Bundan dolayı sistemde deflakmatör kullanılmalı ve bu sistem elemanı için harcanan enerji miktarı da analizlere dahil edilmelidir.

Yeni çevrimin optimum çalışma şartlarının elde edilebilmesi için, termodinamiğin ikinci kanunu veya ekserji içerikli yatırım işletme maliyetlerini kapsayan termoekonomik optimizasyonu yapılması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

Karakaş, A., Eğrican, N., Uygur, S., Second-law analysis of solar absorption-cooling cycles using lithium bromide/water and ammonia/water as working fluids, *Applied Energy*, 37, 169-187, 1990.

Ahlby, L., Hodget, D., Berntsson, T., Optimization study of the compression/absorption cycle, *Int. J. Refrigeration*, 14, 1991.

Horuz, İ., A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapour absorption refrigeration systems, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 25, 5, 711-721, 1998.

Sun, D.W., Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering*, 17, 211-221, 1997.

Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, R., H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O eriyiği kullanan tek kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinin karşılaştırılması, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5, 2, 73-87, 2003.

Lee, S., Sherif S.A., Thermodynamic analysis of a lithium bromide/water absorption systems for cooling and heating applications, *Int. Journal of Energy Research*, 25, 1019-1031, 2001.

Şencan, A., Yakut, K.A., Kalogirou S.A., Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems, *Renewable Energy*, 30, 645-657, 2005.

Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, R., Thermodynamic analysis of absorption refrigeration systems based on entropy generation, *Current Science*, 92, 4, 2007.

Ayala, R., Heard, C.L., Hollabd, F.A., Ammonia-lithium nitrate absorption/ compression refrigeration cycle, Part I. Simulation, *Applied Thermal Engineering*, 17, 3, 223-233, 1997.

Kairouani, L., Nehdi, E., Cooling performance and energy saving of a compression-absorption refrigeration system assisted by geothermal energy, *Applied Thermal Engineering*, 26, 288-294, 2006.

Cimşit, C., Absorbsiyonlu buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma çevrimlerinin termodinamik ve termoekonomik analizi, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*, 2009.

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Çoşkun, S., Soğutma Tekniği ve Uygulamaları, *Vipaş A.Ş., Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı*, Bursa, 2002.

Altunkurt, Y., Öztürk, İ.T., Çift kademeli soğutma çevrimlerinde enerji verimliliği, *III. Enerji Verimliliği Kongresi*, Kocaeli, 31 Mart-2 Nisan 2011.

C, Cimsit, I., Ozturk, Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles, *Applied Thermal Engineering*, 40, Pages 311-317, 2012.

Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., *Thermal Design & Optimization*, Wiley, New York, (1996).

Ziegler B., Trepp Ch., Equation of state for ammonia-water mixtures, *Int. J. Refrigeration*, 1984; 7, (2):101-6.



Öğr. Gör. Dr. CANAN CİMŞİT

İlk, orta ve lise eğitimini Kocaeli tamamladı. Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümün'den mezun oldu. Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsün'de yüksek lisansını tamamladı. Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora derecesini aldı. Halen Kocaeli Üniversitesi Gölcük Meslek Yüksekokulund'a Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır.



Prof. Dr. İLHAN TEKİN ÖZTÜRK

Yıldız Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'den 1985 yılında mezun oldu. Yine aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü'de 1987 yılında yüksek lisansını tamamladı. 1993 yılında Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalından Doktora derecesini aldı. 1998 yılında Makina Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalından Doçent ve 2004 tarihinde yine aynı anabilim dalından Profesör unvanını aldı. 1987-1992 tarihleri arasında YTÜ Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'de araştırma görevlisi olarak görev yaptı. 1993 tarihinden itibaren Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalında öğretim üyesi olarak görevine devam etmektedir. Evli ve bir çocuk babası olan ÖZTÜRK'ün uzmanlık alanları; Termodinamik, Ekserji Analizi, Termoekonomik Optimizasyon, Enerji Yönetimi, Bölgesel Isıtma, İklimlendirme, Soğutma ve Yalıtım olarak sıralanabilir. TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği ve Türk Tesisat Mühendisleri Derneği üyesidir.