



tmmob  
makina mühendisleri odası

# TESİSAT

# MÜHENDİSLİĞİ

HVAC-R SYSTEMS AND PROCESS ENGINEERING JOURNAL

ISSN 1300-3399 • E-ISSN 2667-7555 • Mart-Nisan 2024 • Yıl: 32 • Sayı: 201 • www.mmoistanbul.org



## Endüstriyel Bulaşık Makinelerinde Enerji Verimliliğinin Artırılması

Özlem EMANET, Nuri Alpay KÜREKCI,  
Mustafa Kemal SEVİNDİR

## Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Radyant Isıtma Sisteminde Enerji ve Ekserji Analizi

Ahmet DOĞAN, Nurullah KAYACI, Hakan DEMİR

## Soğutma Sistemlerinin Enerji Verimliliği Açısından İncelenmesi

Servet Giray HACIPAŞAOĞLU, İlhan Tekin ÖZTÜRK

## Kars İlinde Fotovoltaik Destekli İçme Suyu Pompalama Sisteminin Enerji Analizi

Kadir BAKIRCI, Çağlar KAZAK

TMMOB Makina Mühendisleri Odası  
50. Olağan Genel Kurul Sonuç Bildirisi





## BUHAR KAZANLARI

Makina Mühendisleri Odası İstanbul Şubesi

Editör:

Muammer AKGÜN

Katkı Koyanlar:

Güven AKÇİÇEK

Kemal TANER

Muammer AKGÜN

Ümit ÇİFTÇİ

Cemil KOYUNOĞLU



Yayın No : MMO/744

Birinci Baskı : Eylül 2023

ISBN : 978-605-01-1576-5

Sayfa Sayısı : 284

Ebat : 19,5\*27,5 cm

## SUNUŞ

Odamız yayın çalışmalarına büyük önem vermekte ve uzmanlık alanlarına giren konularda üyelerinin ve ilgili teknik personelin gelişen teknolojiye yararlanması ve bilgi birikiminin artırılması için kitaplar çıkarmaktadır. Konusunda ilk veya tek olan kitaplarımız hem üniversitelerde okuyan hem de sanayide çalışan mühendisler ve teknik elemanlar tarafından başvuru kaynağı olarak kullanılmaktadır.

Bilimsel, teknolojik ve mühendislik uygulama alanlarındaki sürekli gelişmeler, üretim süreçlerinde var olan bileşenlerin kendilerini sürekli yenilemelerini zorunlu kılmaktadır. Mesleki varlık koşulu bu alanlardaki faaliyetlere bağlı olan mühendislerin, alanın gelişmişlik ve geliştirilebilirlik düzeyine etki edebilecek nitelikte olması beklenmektedir. Bu yüzden, artan bilgi birikimine hızlı ulaşma, edinilen bilgi ve deneyimleri paylaşma, üretim süreçlerinde değerlendirebilme yetisi ve çağı yakalamak için sürekli eğitim şarttır.

Özellikle üniversite öğrencileri ve sektör çalışanlarına katkı sağlamak amacıyla hazırlanan Buhar Kazanları kitabının gerçekleşmesinde, Makina Mühendisleri Odası İstanbul Şubesi'nde oluşturulan Kazan ve Basınçlı Kaplar Komisyonu üyeleri Güven Akçiçek, Kemal Taner, Muammer Akgün, Ümit Çiftçi ve Cemil Koyunoğlu yer alarak bilginin paylaşımı ilkesi doğrultusunda önemli katkılarda bulundular.

Sektörün ve mühendislerin gelişimlerine büyük katkı sunacağına inandığımız ve ilk baskısını gerçekleştirdiğimiz "Buhar Kazanları" kitabını büyük bir emek ile editörlüğünü yapan Odamız üyesi Muammer Akgün'e teşekkürü borç biliriz.

Bu kapsamda "Buhar Kazanları" kitabının ilk baskısını meslektaşlarımız ve uygulamacıların hizmetine sunuyoruz.

TMMOB Makina Mühendisleri Odası  
Yönetim Kurulu  
Ağustos 2023

## İÇİNDEKİLER

Sunuş

Bölüm 1 Kazanlar

Bölüm 2 Kazanların Kısımları

Bölüm 3 Buhar Kazanı İşletme Ve Bakımı

Bölüm 4 Verimlilik

Bölüm 5 Muhtelif Yakıtlar İçin Büyük Kazanlar

Bölüm 6 Kazan Isıl Ve Mukavemet Hesapları

Bölüm 7 Akışkan Yatak Teknolojisi Temelleri Ve Uygulamaları

Bölüm 8 Yeni Nesil Ultra Süper Kritik Kazan Teknolojisi

Bölüm 9 Buhar Kazanları İle İlgili Standartlar1

Bölüm 10 Ekler



tmmob  
makina mühendisleri odası

# TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ

HVAC-R SYSTEMS AND PROCESS ENGINEERING JOURNAL

## Yayın Kurulu

Yük. Mak. Müh. C. Ahmet AKÇAKAYA

*Akçakaya Mühendislik / İstanbul*

Yük. Mak. Müh. Muammer AKGÜN

*Kazan ve Basınçlı Kaplar Kom. / İstanbul*

Yük. Mak. Müh. Uğur AYKEN

*Adeks Mühendislik / İstanbul*

Turgut BOZKURT

*Ekin Mühendislik / İstanbul*

Doç. Dr. Ali CELEN

*Erzincan Binali Yıldırım Üniversitesi / Erzincan*

Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ

*Çankaya Üniversitesi / Ankara*

Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

*Ege Üniversitesi (emekli) / İzmir*

Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN

*İstanbul Aydın Üniversitesi / İstanbul*

Battal KILIÇ

*Kılıçlar Yapı Mühendislik / İstanbul*

Prof. Dr. Birol KILKIŞ

*Ostim Teknik Üniversitesi / Ankara*

Muammer KOÇER

*ATM Mühendislik / İstanbul*

Prof. Dr. Ebru MANÇUHAN

*Marmara Üniversitesi / İstanbul*

Dr. Burak OLGUN

*Solution Home Bilişim / İstanbul*

Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU

*İstanbul Teknik Üniversitesi (emekli) / İstanbul*

Tevfik PEKER

*İSISO Sanayi Sitesi YK Üyesi / İstanbul*

Prof. Dr. Galip TEMİR

*Yıldız Teknik Üniversitesi (emekli) / İstanbul*

İsmail TURANLI

*Norm Teknik / İstanbul*

Doç. Dr. Nihal UĞURLUBİLEK

*Eskişehir Osmangazi Üniversitesi / Eskişehir*

## Hakem Kurulu

Doç. Dr. Eyüp Akaryıldız

Yük. Mak. Müh. C. Ahmet Akçakaya

Yük. Mak. Müh. Muammer Akgün

Prof. Dr. Necdet Altuntop

Prof. Dr. Mahir Arıkol

Prof. Dr. Ahmet Arısoy

Prof. Dr. İbrahim Atmaca

Yük. Mak. Müh. Uğur Ayken

Dr. Kazım Beceren

Prof. Dr. Z. Düriye Bilge

Dr. Mustafa Bilge

Mak. Müh. Turgut Bozkurt

Prof. Dr. Ahmet Can

Doç. Dr. Ali Celen

Dr. Öğr. Üyesi M. Handan Çubuk

Prof. Dr. Taner Derbentli

Prof. Dr. Ekrem Ekinci

Mak. Müh. Serper Giray

Prof. Dr. Ali Güngör

Prof. Dr. Hasan A. Heperkan

Prof. Dr. İlhami Horuz

Mak. Müh. Ali Haydar Karaçam

Prof. Dr. Haluk Karadoğan

Prof. Dr. Olcay Kincay

Prof. Dr. Birol Kılış

Mak. Müh. Tunç Korun

Doç. Dr. Nuri Alpay Kürekci

Prof. Dr. Ebru Mançuhan

Dr. Burak Olgun

Dr. Hüseyin Onbaşıoğlu

Prof. Dr. Seyhan Uygur Onbaşıoğlu

Prof. Dr. Rüknettin Oskay

Prof. Dr. Derya Burcu Özkan

Prof. Dr. Harun Kemal Öztürk

Prof. Dr. Recep Öztürk

Prof. Dr. Cem Parmaksızoğlu

Yük. Mak. Müh. Tevfik Peker

Dr. Mustafa Kemal Sevindir

Prof. Dr. Galip Temir

Prof. Dr. Macit Toksoy

Mak. Müh. İsmail Turanlı

Prof. Dr. Haşmet Türkoğlu

Mak. Müh. Üzeyir Uludağ

Mak. Müh. Cafer Ünlü

Prof. Dr. Recep Yamankaradeniz

Prof. Dr. Tuncay Yılmaz

Prof. Dr. Zerrin Yılmaz

Prof. Dr. Mustafa Zeki Yılmazoğlu

Prof. Dr. Zehra Yumurtacı

ISSN 1300-3399

E-ISSN 2667-7555

Sürelî-Teknik Yayın

Mart-Nisan 2024

Yıl: 32 Sayı: 201

TMMOB MMO Adına Sahibi

(Tüzel Kişi Temsilcisi)

Yunus YENER

Sorumlu Yazı İşleri Müdürü

İbrahim M. TATAROĞLU

Editör

Doç. Dr. Eyüp AKARYILDIZ

Yayın Koordinatörü

Sema KEBAN

Dizgi ve Mizanpaj

Sema KEBAN

Kapak Resmi

Toprak Kaynaklı Isı Pompalı  
Radyant Isıtma Sisteminde  
Enerji ve Ekserji Analizi başlıklı  
makaleden alınmıştır.

Yönetim Merkezi

Kâtip Mustafa Çelebi Mah. İpek

Sok. No: 9 Beyoğlu/İstanbul

Tel: 0212 252 95 00-01

[www.mmoistanbul.org](http://www.mmoistanbul.org)  
[yayin-istanbul@mmo.org.tr](mailto:yayin-istanbul@mmo.org.tr)

1993'ten beri aralıksız olarak  
yayınlanmakta olan Tesisat  
Mühendisliği Dergisi'ndeki yazı ve  
çizimlerin her hakkı saklıdır. İzin  
alınmadan yayınlanamaz.

## Derginin Amacı ve Kapsamı

- Makina Mühendisleri Odası Tesisat Mühendisliği Dergisi, tesisat mühendisliği alanındaki güncel gelişmeleri içeren makaleler, sektörel haberler, sektöre yönelik akademik çalışmalar ve duyuruları ile bu alanda çalışan makina mühendisleri arasında iletişimi ve bilgi birikimi aktarımını sağlamak üzere çıkarılan bir yayındır.
- MMO adına İstanbul Şube tarafından 2 aylık periyotlarla hazırlanarak basımı gerçekleştirilen Tesisat Mühendisliği Dergisi, Tesisat alanında çalışmakta olan üyelerimiz için 1993 yılından beri yayınlanan hakemli bir dergidir.
- Derginin baskı adedi 1.500 olup, Serbest Mühendislik Müşavirlik Bürolarına (SMM), ülke çapında Makina Mühendisleri Odası üyelerine, firmalara, İstanbul il ve ilçe belediyelerine, sanayi ve ticaret odalarına, üniversitelerde konu ile ilgili öğretim üyelerine, kamu kurum ve kuruluşlarına ücretsiz olarak gönderilmektedir. Dergi ayrıca elektronik ortamda [www.mmo.org.tr](http://www.mmo.org.tr) web sayfamızda yer alan "Yayımlar" bölümünden ve Makina Mobil uygulaması üzerinden takip edilebilmektedir.

## Yazarlara Bilgi

- Makale Hazırlama: Dergimizde yayınlanacak makaleler, "Öz ve Makale Yazım Kuralları"nda belirtilenlere uygun olarak Microsoft Word programında hazırlanmalıdır.
- Makalenin Dergimize İletilmesi: Dergide belirlenen yazım kurallarına uygun bir şekilde düzenlenmiş makale, <http://omys.mmo.org.tr/tesisat/> adresinde yer alan online makale yönetim sistemine yüklenmelidir.
- Hakem Değerlendirme Süreci: Tüm yazılar, kimliği kapalı olarak bir hakem değerlendirme sürecinden geçirilir ve editör tarafından belirlenen, konusunda uzman en az iki adet hakeme değerlendirilmek üzere gönderilir. En az iki hakemden basım için onay alınan makaleler basım için kabul edilir; bir kabul, bir red durumunda üçüncü bir hake-min görüşüne başvurulur; iki olumsuz hakem raporu makalenin basılamayacağına belirlir. Makale yayınlanma süresi ortalama iki aydır.
- Değerlendirme süreci sonunda olumlu görülen makaleler en kısa sürede yayımlanmak üzere baskı sıralamasına alınır ve makale sahibine bildirilir. Yazarlar, basımdan önce hakem raporunda yer alan düzeltmelerini yapmak ve derginin yazım kurallarına göre yazılarını düzenlemekle yükümlüdürler. Dergi yazım kurallarının yazar veya yazarlarca dikkatle uygulanması gerekmektedir. Dergi gerekli gördüğü yerlerde uygun redaksiyon yapma hakkını saklı tutar.

## Etik Kurallar

- Dergiye gönderilen makalelerde COPE (Committee on Publication Ethics)'un Editör ve Yazarlar için Uluslararası Standartları dikkate alınmalıdır.
- Dergiye gönderilen makalelerde etik kurul kararı gerektiren klinik ve deneysel insan ve hayvanlar üzerindeki çalışmalar için ayrı ayrı etik kurul onayı alınmış olmalı, bu onay makalede belirtilmeli ve belgelendirilmelidir.
- Sunulan kaynakların ve verilerin doğruluğundan yazarlar sorumludur. Hatalı, aldatıcı veya yanlış yönlendirici bilgilerin varlığı fark edildiğinde editör makaleyi bilimsel literatürden çekme ve bunu duyurma hakkına sahiptir.
- Dergimizde yayınlanan veya yayınlama amacı ile gönderilen yazılarda intihal ve izinsiz veri kullanımına ilişkin tüm sorumluluk çalışmanın yazar ya da yazarlarına aittir. Böyle bir durumda Tesisat Mühendisliği dergisi herhangi bir sorumluluk kabul etmez.
- Tüm yazarların gönderilen makaleye akademik ve bilimsel açıdan katkıları bulunmalıdır. Yazarlar gönderilen yayının herhangi bir şekilde öncelikli hale getirilmesini isteyemez.

## Yayın İlkeleri

1. MMO adına İstanbul Şube tarafından 2 aylık periyotlarla hazırlanarak basımı gerçekleştirilen Tesisat Mühendisliği Dergisi, Tesisat alanında çalışmakta olan üyelerimiz için 1993 yılından beri yayınlanan hakemli bir dergidir. Dergimiz, 1993 yılından bu yana düzenli olarak yayımlanan ulusal hakemli bir dergidir.
2. Makaleler internet ortamında da yayınlanmaktadır.
3. Makale metinleri ve öz üzerinde yer alan her türlü görüş, düşünce ve yazım hatası açısından sorumluluk tamamen yazarlara aittir.
4. Makalelerde, bölümler (giriş, tanımlamalar, incelemeler, araştırmalar, gelişmeler, sonuçlar, şekiller ve değerlendirmeler vb.) bir bütünlük içinde olmalıdır.
5. Dergimizde, Türkçe dilinde yazılmış özgün niteliği olan orijinal araştırma kategorisindeki veya derleme makaleler yayımlanır. Bu kategorideki makalelerin; üretilen bilginin yeni olması, yeni bir yöntem öne sürmesi ya da daha önce var olan bilgiye yeni bir boyut kazandırmış olması gibi niteliklere sahip olması beklenir.
6. Makalelerde kullanılan bütün birimler SI birim sisteminde olmalıdır. Gerekli görüldüğü takdirde farklı birim sistemindeki değerleri parantez içinde verilmelidir.
7. Makalenin üslubu, formatı ve dili etkinlik yapısına ve mühendislik etiğine uygun olmalıdır.
8. Makalelerde belirli bir grup, sınıf veya toplumu oluşturan tabakalardan herhangi birinin, firma veya firma topluluklarının menfaati ön plana çıkartılmamalı, bu konuda reklam ve propaganda yapılmamalıdır. Makalelerde herhangi bir firmanın, ürünün (veya sistemin), cihazın veya markanın reklamı yapılmamalıdır. Şekil, resim ve tablolarda ticari bir kuruluşun adı, logosu yer almamalıdır.
9. Makaleleri değerlendiren hakemlerin isimleri yazarlara bildirilmez (blind peer review). Hakemlerin de yazar isimlerini görmeden (double-blind peer review) makaleleri değerlendirmeleri gerçekleştirilir.
10. Hakemlere gönderilen makalelerin 30 gün içerisinde değerlendirilmesi beklenir. Bu sürenin aşılması durumunda editörler yeni hakem ataması yaparak eski hakemden isteği geri çekerler.
11. Makale hakkında kabul-ret kararı editörler tarafından verilir. Hakem önerileri doğrultusunda yeterli görülmeyen makalelere geliştirilmesi hususunda major (değerlendirme için yeniden gönder) ya da minor (düzeltme gerekli) revizyon kararı verilir. İstenilen seviyeye ulaşmayan ve bilimsel açıdan yeterli görülmeyen makaleler reddedilir.
12. Yayımlanmak üzere gönderilen makalelerin herhangi bir yerde yayımlanmamış veya yayımlanmak üzere herhangi bir dergiye gönderilmemiş olması zorunludur.
13. Dergimizde yayımlanmak için gönderilen makalelerden herhangi bir değerlendirme ve başvuru ücreti alınmamaktadır.

\* Bilindiği üzere, araştırmacı, bilim insanı ve akademisyenlerin bilimsel çalışmalarındaki isim/kurum benzerliklerinden kaynaklanan bazı sorunların önüne geçilebilmesi amacıyla araştırmacı kimlik numaraları kullanılmaktadır. TÜBİTAK ULAKBİM ve YÖK arasındaki işbirliği ile yürütülen çalışmalar kapsamında, ORCID bilgisinin kullanılmasına karar verilmiştir. Bu bağlamda, makale yazarlarının uluslararası geçerliliği de bulunan "ORCID" bilgisine makalelerde yer verilmesi gerekmektedir. ORCID, Open Researcher ve Contributor ID'nin kısaltmasıdır. ORCID, Uluslararası Standart Ad Tanımlayıcı (ISNI) olarak da bilinen ISO Standardı (ISO 27729) ile uyumlu 16 haneli numaralı bir URL'dir. <http://orcid.org> adresinden bireysel ORCID için ücretsiz kayıt oluşturabilirsiniz.

# İÇİNDEKİLER

ARAŞTIRMA	<b>Endüstriyel Bulaşık Makinelerinde Enerji Verimliliğinin Artırılması</b> Increasing Energy Efficiency in Industrial Dishwashers Özlem EMANET Nuri Alpay KÜREKÇİ Mustafa Kemal SEVİNDİR	<b>Kars İlinde Fotovoltaik Destekli İçme Suyu Pompalama Sisteminin Enerji Analizi</b> Energy Analysis of Photovoltaic Supported Drinking Water Pumping System in Kars Province Kadir BAKIRCI Çağlar KAZAK	ARAŞTIRMA
1-7			35-41
ARAŞTIRMA	<b>Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Radyant Isıtma Sisteminde Enerji ve Ekserji Analizi</b> Energy and Exergy Analysis of Ground Source Heat Pump Radiant Heating System Ahmet DOĞAN Nurullah KAYACI Hakan DEMİR	<b>TMMOB Makina Mühendisleri Odası 50. Olağan Genel Kurul Sonuç Bildirisi</b>	MMO'DAN
8-19			42-45
DERLEME	<b>Soğutma Sistemlerinin Enerji Verimliliği Açısından İncelenmesi</b> Investigation of Refrigeration Systems in Terms of Energy Efficiency Servet Giray HACİPAŞAOĞLU İlhan Tekin ÖZTÜRK		
20-34			

## Öz ve Makale Yazım Kuralları

- Makaleler, Open Office veya Microsoft Word belgesi şeklinde Windows ortamına uygun şekilde hazırlanmalıdır.
- Makaleler sayfada solda 3,5 cm, üstte, altta ve sağda 2,5 cm boşluk bırakılarak yazılmalıdır.
- Makale metinleri, kaynaklar ve şekiller dâhil en fazla 15 sayfadan oluşmalıdır.
- Makale başlığı en fazla 15 sözcük veya iki satırı geçmeyecek şekilde oluşturulacaktır. Başlıklar 14 punto Times New Roman yazı tipi kullanılarak yazılmalıdır.
- Makale başlığının ardından; yazar isimleri, yazarların çalıştığı kurumlar, yazara ait ORCID\* bilgisi ve varsa e-posta adresleri bilgilerine yer verilmelidir.
- Yazar isimlerini takiben makalenin İngilizce başlığı, Türkçe ve İngilizce öz (abstract) ve anahtar kelimeler (keywords) bilgileri yer almalıdır.
- Makale öz metninin 200 sözcükten fazla olmamasına dikkat edilmelidir.
- Makale metninin tamamı 9 punto Times New Roman yazı tipi kullanılarak yazılmalıdır.

- Makalelerde yer alan resim, çizim, program ekran görüntüsü, şekil, tablo, grafik ve formüllerin yerleşimi metin akışına uygun olarak metin içinde olmalı ve refere edilmelidir.
- Tablo içermeyen bütün görüntüler (fotoğraf, çizim, diyagram, grafik, harita vs.) şekil olarak isimlendirilmelidir.
- Makalelerde ana konu başlıkları 1., 2., 2.1., 2.1.1. vb. şeklinde numaralandırılmalıdır.
- Kullanılan semboller ve indisler kaynaklardan önce 8 punto ve italik olarak verilmelidir.
- Makalede geçen kaynaklar veya alıntılar [1], [2] vb. parantezler arasında gösterilmelidir. Makale sonunda "Kaynaklar" başlığı altında [1], [2] şeklinde verilmelidir.
- Makale kaynakları: [1] yazar(lar) soyadı, adının baş harfi, makalenin açık adı, derginin açık adı, cilt numarası, sayfa aralığı, basım yılı. Kitap: [2] yazar (editör) soyadı, adının baş harfi., kitabın açık adı, basım evi, basım yeri, basım yılı. Tez: [3] yazar soyadı, adının baş harfi, tezin açık adı, tezin yapıldığı üniversite, tezin basıldığı yer/ülke, basım yılı düzeninde yazılmalıdır.
- Makale metninin elektronik kopyaları e-posta üzerinden gönderilmelidir.

## MMO TEKNİK YAYIN LİSTESİ

Y. No	Yayın Adı
757	TMMOB Sanayi Kongresi 2023 Bildiriler Kitabı
756	Kaynak Teknolojisi 13. Ulusal Kongre Ve Sergisi Bildiriler Kitabı
755	Sanayi Kongresine Giderken Cumhuriyet'in 100. Yılında Kamuculuk Yeniden
751	Enerji Depolama
750	Konutlarda İç Hava Kalitesi Ve Havalandırma
749	VI. Enerji Verimliliği Kongresi Bildiriler Kitabı
748	Mekanik Tesisat
745	XII. Ulusal Uçak, Havacılık ve Uzay Müh. Kurultayı Bildiriler Kitabı
744	Buhar Kazanları
743	Şantiye Ve Şantiyecilik
742	15. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı
737	Mühendis De Yazar Öyküler I Mühendisin Şiiri Şiirler - 2022
736	Karbondiyoksit Ve Sınıflar
734	Mekanik Tesisat Taşıyıcı Ve Askı Sistemleri Titreşim, Akustik Ve Sismik Tasarım
733	Pandemi Öncesi-Esnası-Sonrası İmalat Sanayi Ve Politika Tercihleri İçin Çok Boyutlu Ve Sektörel Bir Model Önerisi
730	Küresel Salgın Sürecinde Mühendis Emeği, Dijitalleşme Ve Uzaktan Çalışma
729	Hidroelektrik Santraller
728	12. Kaynak Teknolojisi Ulusal Kongre Ve Sergisi Bildiriler Kitabı
727	X. Asansör Sempozyumu Bildiriler Kitabı
726	Ölçme Ve Doğrulama
725	Biyokütle Enerjisi
724	XI. Ulusal Uçak Havacılık Ve Uzay Mühendisliği Kurultayı Bildiriler Kitabı
723	Mekanizma Tekniği
722	Gri Su Geri Kazanım Tesisat Proje Ve Uygulama Esasları
721	Sızdırmazlık Elemanları
715	Uluslararası Endüstriyel Projeler Şantiyeciliğe Giriş El Kitabı
708	Kaynak Teknolojisi XI. Ulusal Kongre Ve Sergisi Bildiriler Kitabı
707	Örneklerle Mekanizma Tekniği
697	Asansör Avan Projesi Hazırlama Teknik Esasları
693	İSG Mevzuatını Tanıtım Kılavuzu
687	Mekanik Tasarımda Korozyon ve Önlemleri
671	Mekanik Tasarımda Titanyum ve Özellikleri
666	Hava Kirliliği Kontrol Teknolojisi Absorpsiyon Kuleleri İle Kirli Gaz ve P.T.
664	Yalıtım
663	Klima Tesisatı
650	Havalandırma Tesisatı
645	Soğutma Sistemleri
644	Endüstriyel ve Büyük Tüketimli Tes. Doğal Gaz Kullanımı ve Uyg. Es.
694	İş Makinaları El Kitabı-4 (Kazıma, Serme, Sıkıştırma Makinaları)
641	İş Makinaları El Kitabı-3 (Kazıma ve Yükleme Makinaları)
640	İş Makinaları El Kitabı-2 (Kaldırma Makinaları)
639	İş Makinaları El Kitabı Cilt-1 (Genel Konular)
638	Araç İmal ve Tadilatına Ait Tarifler, Bazı Esaslar ve Asgari Şartlar
633	10 Derste Şantiye Tekniği
632	Buharlaştırma Soğutma
631	Kızgın Sulu, Kızgın Yağlı ve Buharlı Isıtma Sistemleri
630	Atık Su Arıtma Tesisi Pratik Bilgiler El Kitabı
629	Krenlerde Çelik Konstrüksiyonlar
625	Statik
623	Basınçlı Hava Tesisatı Tasarım ve Uygulama Kitabı
612	Endüstriyel Tesislerde Buharlaştırıcılar

*Daha fazlasına ve satıştaki yayınlarımıza [kitap.mmo.org.tr](http://kitap.mmo.org.tr) adresinden ulaşılabilir.*

# SUNUŞ

Değerli Okurlarımız,

TMMOB Makina Mühendisleri Odası 50. Olağan Genel Kurulu, 20 Nisan 2024 tarihinde, Seçimleri de 21 Nisan 2024 tarihinde Ankara'da yapıldı. Genel Kurulumuzda 49. Dönem Çalışma Raporu ile ülke ve dünya durumu değerlendirildi; önümüzdeki yeni çalışma dönemine dair görüşler ve önergeler sunuldu; daha güçlü bir Oda ve üreten, sanayileşen, kalkınan, hakça bölüşen bağımsız, demokratik bir Türkiye için mücadelenin sürdürülmesi gerekliliğine işaret edilerek; Oda ve TMMOB organlarında görev alacak arkadaşlarımız seçildi. Sonuç Bildirisi'nde belirtildiği üzere, Genel Kurulumuz emperyalizme, kapitalizme/neoliberalizme, faşizme, militarizme ve siyasal İslamcı iktidara karşı birlik, mücadele, dayanışma, demokrasi platformu ve Cumhuriyetçi, laik, demokratik, halkçı, toplumcu/kamucu bir yanıt olmuştur. Genel Kurulumuz, Oda örgütlülüğünün geliştirilmesi ve derinleştirilmesi yönünde bir irade ortaya koymuş; işçi sınıfı ve tüm emekçilerin birlik, mücadele dayanışma günü olan 1 Mayıs'ta ülke genelinde alanları doldurma kararlılığıyla tamamlanmıştır.

Şimdi sırada Şubelerimiz ile birlikte Genel Kurul kararları ve hazırlanan taslak doğrultusunda 50. Dönem Çalışma Programının kesinleştirilerek uygulamaya geçirilmesi var.

Dergimizin bu sayısında 50. Olağan Genel Kurul Sonuç Bildirisi'ne yer verilmiştir.

\*\*\*

3 Mart 1992 tarihinde Zonguldak Kozlu'da kömür ocağında meydana gelen ve 263 emekçinin hayatını kaybettiği grizu patlamasının üzerinden 32 yıl geçti. İş cinayetlerine dikkat çekmek için belirlenen TMMOB 3 Mart İş Cinayetlerine Karşı Mücadele Günü'nde iş cinayetlerinin önlenmesi için düzenleme önerilerimizi de içeren bir açıklama TMMOB tarafından yapıldı.

TMMOB'nin ve ilgili çevrelerin tüm uyarılarına rağmen 13 Şubat 2024 tarihinde işçi katliamlarına bir yenisi daha eklendi. Erzincan İliç'te bir altın madeni işletmesinde liç yığınındaki onbinlerce ton toprak ve malzemenin kayması sonucu 9 işçi hayatını kaybetti. Her gün 5 emekçinin yaşamına mal olan bu cinayetler, denetimlerin yapılması ve yoğunlaştırılması gerekliliğine işaret ederken, İstanbul'da Gayrettepe'de 2 Nisan 2024 günü 29 yurttaşımızı kaybettiğimiz yangın haberiyle sarsıldık. Denetim dışı bırakılan ucuz çocuk işçilik projesi olan MESEM ile de mesleki eğitim adı altında çocuklarımız işyerlerinde hayatlarını kaybediyorlar. 28 Nisan Dünya İş Sağlığı ve Güvenliği Günü dolayısıyla iş cinayetlerini önlemeyen, görmeyen bir sistemin baştan aşağı değiştirmek ve her şey insan için yaklaşımıyla yeni bir sistem oluşturulması için mücadelemize devam edeceğiz.

Geçtiğimiz günlerde kutladığımız 23 Nisan Ulusal Egemenlik ve Çocuk Bayramı dolayısıyla ülkemizin bağımsızlığı, halk egemenliği ve çocuklarımızın sömürsüz, çocukluklarını mutlulukla yaşayacakları, bilimle aydınlanan bir Türkiye doğrultusundaki mücadelemizin kararlılıkla süreceğini belirtmek istiyoruz.

\*\*\*

Başarılı bir şekilde yapılan TMMOB Sanayi Kongresi'nin Sonuç Bildirisi, kongreden iki ay önce yapılan Sanayi Kongresine Giderken/Kamuculuk Yeniden etkinliğinin Bildiriler Kitabı ile TMMOB Sanayi Kongresi Bildiriler Kitabı internet sitemizde meslektaşlarımız ve kamuoyunun bilgisine sunulmuştur.

\*\*\*

Dergimizin bu sayısında aşağıdaki çalışmalar yer almaktadır.

Özlem Emanet ve arkadaşlarının “*Endüstriyel Bulaşık Makinelerinde Enerji Verimliliğinin Artırılması*” başlıklı çalışmalarında; giyotin tipi endüstriyel bir bulaşık makinesinin enerji tüketiminin azaltılması amacıyla ısı pompası kullanımı deneysel olarak incelenmiş, ısı pompası kullanımının elektrik enerjisi kullanımını büyük oranda azalttığı belirlenmiştir.

Ahmet Doğan ve arkadaşlarının “*Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Radyant Isıtma Sisteminde Enerji ve Ekserji Analizi*” başlıklı çalışmalarında; YTÜ Bilim Teknoloji Uygulama ve Araştırma Merkezi bünyesinde yer alan toprak kaynaklı ısı pompası ile entegre duvar ve tavanda radyant paneller bulunan bir ofis odası sisteminin enerji, ekserji performans analizleri deneysel ve teorik olarak yapılmıştır. Ayrıca radyant panellerin farklı konfigürasyonlarında ölçümler alınarak sistem ekserji yıkımı ve performans karşılaştırmaları yapılmıştır.

Servet G. Hacıpaşaoğlu ve İlhan Tekin Öztürk’ün “*Soğutma Sistemlerinin Enerji Verimliliğı Açısından İncelenmesi*” başlıklı çalışmalarında; soğutma sistemlerindeki gelişmeler ve soğutucu akışkan kullanımları değerlendirilmiş, soğutma sistemlerinde performans artışı sağlamak amacıyla uygulanabilecek yenilikler hakkında detaylı bilgiler verilmiştir.

Kadir Bakırcı ve ađlar Kazak’ın “*Kars İlinde Fotovoltaik Destekli İçme Suyu Pompalama Sisteminin Enerji Analizi*” başlıklı çalışmalarında; Kars ili sınırları içinde yer alan bir bölgede kurulu fotovoltaik destekli içme suyu pompalama sisteminin enerji analizi yapılmış ve fotovoltaik panellerin aylık ortalama verim değerleri hesaplanmıştır. 2023 yılı için en düşük ve en yüksek verim değerlerinin %9,08 ile Şubat ayı ve %18,24 ile de Haziran ayında gerçekleştiğı belirlenmiştir.

\*\*\*

1993 yılından beri düzenli olarak yayımlanan Dergimiz [www.mmo.org.tr](http://www.mmo.org.tr) internet sitemizde yer alan “Yayınlar” bölümünden takip edilebilmektedir.

Esenlik dileklerimizle.

**TMMOB Makina Mühendisleri Odası**  
**Yönetim Kurulu**  
**Nisan 2024**



# Endüstriyel Bulaşık Makinelerinde Enerji Verimliliğinin Artırılması

## Özlem EMANET

Dr.  
Yıldız Teknik Üniversitesi  
Makine Fakültesi  
Makine Mühendisliği  
İstanbul  
panzehir@yildiz.edu.tr  
orcid: 0000-0002-1947-7699

## Nuri Alpay KÜREKÇİ

Doç. Dr.  
Yıldız Teknik Üniversitesi  
Makine Fakültesi  
Makine Mühendisliği  
İstanbul  
kurekci@yildiz.edu.tr  
orcid: 0000-0002-0450-4818

## Mustafa Kemal SEVİNDİR

Dr.  
Yıldız Teknik Üniversitesi  
Makine Fakültesi  
Makine Mühendisliği  
İstanbul  
sevindir@yildiz.edu.tr  
orcid: 0000-0003-1210-1880

## ÖZ

Günümüzde iklim krizinin etkilerinin ortaya çıkması, enerji ve su kaynaklarının kısıtlı hale gelmesi ve enerji fiyatlarının artması, enerji verimliliği çalışmalarını zorunlu kılmıştır. Büyük otellerde, lokantalarda ve toplu yemek servisi yapılan işletmelerde endüstriyel bulaşık makineleri kullanılmaktadır. Bu makinelerde yıkama süreleri kısa olması nedeniyle, sıcak su ihtiyacını karşılamak için kullanılan yüksek kapasiteli elektrikli ısıtıcılar oldukça fazla enerji tüketmektedir. Bu çalışmada, giyotin tipi endüstriyel bir bulaşık makinesinin enerji tüketiminin azaltılması amacıyla ısı pompası kullanımı incelenmiştir. 9 kW elektrikli rezistans ısıtıcıya sahip giyotin tipi endüstriyel bir bulaşık makinesinin, 3 farklı yıkama programında çalışması esnasında tüketilen elektrik enerjisi miktarı ve aynı cihaz ile birlikte ısı pompası kullanılması durumunda tüketilen elektrik enerjisi miktarı deneysel olarak belirlenmiştir. Deneysel sonuçların değerlendirilmesi sonucunda ısı pompası kullanılması halinde elektrik enerjisi tüketiminin %22,5 oranında azaldığı görülmüştür.

## Anahtar Kelimeler

Endüstriyel Bulaşık Makinesi, Enerji Verimliliği, Isı Pompası.

# Increasing Energy Efficiency in Industrial Dishwashers

## ABSTRACT

Nowadays, the emergence of the effects of the climate crisis, the limited energy and water resources, and the increase in energy prices have necessitated energy efficiency studies. Industrial dishwashers are used in large hotels, restaurants, and establishments that provide catering services. Due to the short washing times in these machines, the high-power resistance heaters used to meet the hot water needs consume a lot of energy. In this study, a heat pump was investigated to reduce the energy consumption of a hood-type industrial dishwasher. The amount of electrical energy consumed during the operation of a hood-type industrial dishwasher with a 9 kW electrical residence heater in 3 different washing programs and the amount of electrical energy consumed using a heat pump with the same device were determined experimentally. As a result of the evaluation of the experimental results, it has been observed that the electrical energy consumption is reduced by approximately 22,5% if the heat pump is used.

## Keywords

Hood-Type Industrial Dishwasher, Energy Efficiency, Heat Pump.

Geliş Tarihi : 25.03.2024  
Kabul Tarihi : 03.04.2024

## 1. GİRİŞ

Enerji tüm sektörler için en önemli girdilerden biridir. Artan enerji maliyeti ve çevresel etmenler enerjinin verimli kullanımının önemini artırmaktadır. Sanayi dışındaki sektörlerde de enerji verimliliği çalışmaları önem kazanmaktadır. Yiyecek, içecek ve turizm sektörlerinin gelişme hızı dikkate alındığında, enerji tüketimi konusunda dikkate değer bir pay sahibi oldukları görülmektedir. Endüstriyel bulaşık makineleri bu sektörlerde kullanılan ve oldukça fazla enerji tüketen cihazlardan biridir. Bulaşık makinelerinde kullanılan enerjinin %70-95'i kullanılan suyu ve yıkanacak tabakları ısıtmada kullanılır [1]. Bu nedenle bu enerjiyi farklı yollardan temin etme üzerine çalışmalar yapılmıştır. Örneğin binalardaki mevcut su ısıtma sistemlerinden beslenen bulaşık makinelerinin elektrik enerjisinden tasarruf ettirdiği tespit edilmiştir [1, 2]. Yapılan farklı çalışmalarda ise bulaşık makinelerinden dışarı atılan yaklaşık 65-70 °C'lik sudan enerji tasarrufu elde edilebileceği görülmüştür. Yapılan ölçümlerin sonuçlarında atık sudaki ısının geri kazanılmasının ekonomik olarak faydalı olduğu kanıtlanmıştır [3, 4]. Suyu elektrik enerjisi ile ısıtmak yerine hava kaynaklı ısı pompası ile ısıtma yöntemi denenmiş ve düşük debi ve yüksek sıcaklık farkı söz konusu olduğunda performansın daha iyi olduğu görülmüştür [5]. Bu yöntem evsel bulaşık makinelerinde denenmiş ve oldukça olumlu sonuçlar elde edilmiştir. Isı pompası kullanılan bulaşık makinelerinde %24 enerji tasarrufu elde edilmiştir [6]. Literatürde bulaşık makinelerinde enerji tüketiminin azaltılması amacıyla ısı pompası kullanımı konusunda yapılmış çalışmalar bulunmaktadır.

Dong, W. ve Li, Y., evsel bulaşık makineleri için, çok fonksiyonlu bir ısı pompası sistemi tasarlamıştır. Soğutucu akışkan olarak R22/R134a kullanılmış ve dört farklı çalışma koşulunda yapılan termodinamik analiz sonucunda sistemin COP'sinin 3,2'nin üzerinde olduğu belirlenmiştir. Ayrıca enerji verimliliği, çevresel kazanımlar ve işletme maliyetleri açısından karşılaştırıldığında geleneksel ısıtıcı bulaşık makinelerine göre birincil enerji tüketiminin, karbondioksit emisyonunun ve işletme maliyetinin %73,67 daha az olduğu görülmüştür [7]. Başka bir çalışmada, Bengtsson, P. vd. ev tipi bulaşık makinesinde ısı pompası sistemi kullanarak maksimum yıkama sıcaklığını değiştirmeden toplam elektrik kullanımı ve yıkama

süresini araştırmıştır. Kompresör silindir hacmi ve kompresör çalışma süresi gibi parametreler, ısı pompası bulaşık makinesinin doğrulanmış bir simülasyon modeli ile incelenmiştir. Yıkama ve durulama adımlarında aynı yıkama çalışma süresi ve maksimum sıcaklıklarla %24 daha az elektrik tüketildiği görülmüştür [8]. Isı pompasının evsel kullanım alanını genişletmek mümkündür. Atasoy, E. vd. sıcak su kullanan tüm evsel cihazlar için sıcak su sağlayan ısıtıcı sistemine ısı pompası entegre edilmesi halinde performans parametrelerinin değişimini incelemiştir. Deneysel veriler kullanarak sistem değişkenlerini optimize etmişlerdir. Enerji tüketimi, gürültü seviyesi ve çalışma süresi kaydedilmiş, ısı pompalı entegre su ısıtıcı sisteminde 4 L suyu 50 °C'ye kadar ısıtmak için enerji tüketiminin %26'ya varan oranda azaldığı, gürültü seviyesinin minimum 0,9 dBA ve çalışma süresinin ise 65 dakika arttığı görülmüştür. Deneylerde zaman ortalamalı COP değerinin 3,0 ile 3,54 arasında değiştiği, ancak daha gerçekçi ortam sıcaklığı durumlarında 7,5'e kadar çıkabildiği belirlenmiştir [9]. Isı pompası kullanımının çevresel açıdan da değerlendirilmesi gerekir. Bu amaçla Bengtsson, P. ve Eikevik, T. tarafından, ısı pompalı bulaşık makinelerinde R134a yerine hidrokarbon soğutucu kullanımının küresel ısınmaya etkisi araştırılmıştır. Bir simülasyon modelinde kompresörün farklı silindir hacimleri için R134a, R290 ve R600a soğutucu akışkanlarının en düşük toplam elektrik kullanımı belirlenmiştir. Elektrik üretiminden kaynaklanan düşük CO<sub>2</sub> emisyonuna sahip bölgelerde, bir ısı pompalı bulaşık makinesinin toplam eşdeğer ısınma etkisinin R600a ile en düşük ve R134a ile en yüksek, yüksek CO<sub>2</sub> emisyonlu bölgelerde ise, R600a ile en düşük, geleneksel elektrik elemanı ile ise en yüksek değerde olduğu bulunmuştur [10].

Yapılan çalışmalar incelendiğinde bulaşık makinelerinde enerji tasarrufu konularında çalışıldığı, ısı pompası ile enerji tüketiminin azaltılması çalışmalarının evsel bulaşık makineleri için yapıldığı anlaşılmaktadır. Ancak giyotin tipi endüstriyel bulaşık makinelerinde, enerji tüketiminin azaltılması konusunda yapılmış bir çalışmaya rastlanmamıştır. Literatürde yapılan çalışmalarda elde edilen enerji tasarrufu, benzer şekilde endüstriyel bulaşık makinelerinde de sağlanabilir. Yapılan deneysel çalışmada giyotin tipi endüstriyel bulaşık makinelerinde ısı pompası kullanımının enerji tüketiminin azaltılması yönündeki etkisi incelenmiştir.

## 2. MATERYAL ve METOD

Giyotin tipi endüstriyel bulaşık makinelerinde enerji tüketiminin incelenmesi amacıyla bir deney düzeneği kurulmuştur. Tasarlanan bir ısı pompası sistemi, endüstride aktif olarak kullanılan bir bulaşık makinesi modeline entegre edilmiştir. Cihazın üç farklı yıkama programı mevcuttur. DeneySEL çalışmalarda bu üç programda ısı pompasız ve ısı pompalı olmak üzere iki farklı şekilde yıkama yapılmıştır. Deneyler sırasında farklı noktalarda su sıcaklığı, soğutucu akışkan sıcaklığı, soğutucu akışkan basıncı ile bulaşık makinesi ve ısı pompası elektrik tüketim değerleri ölçülmüştür. Elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

### 2.1. Deney Düzeneği

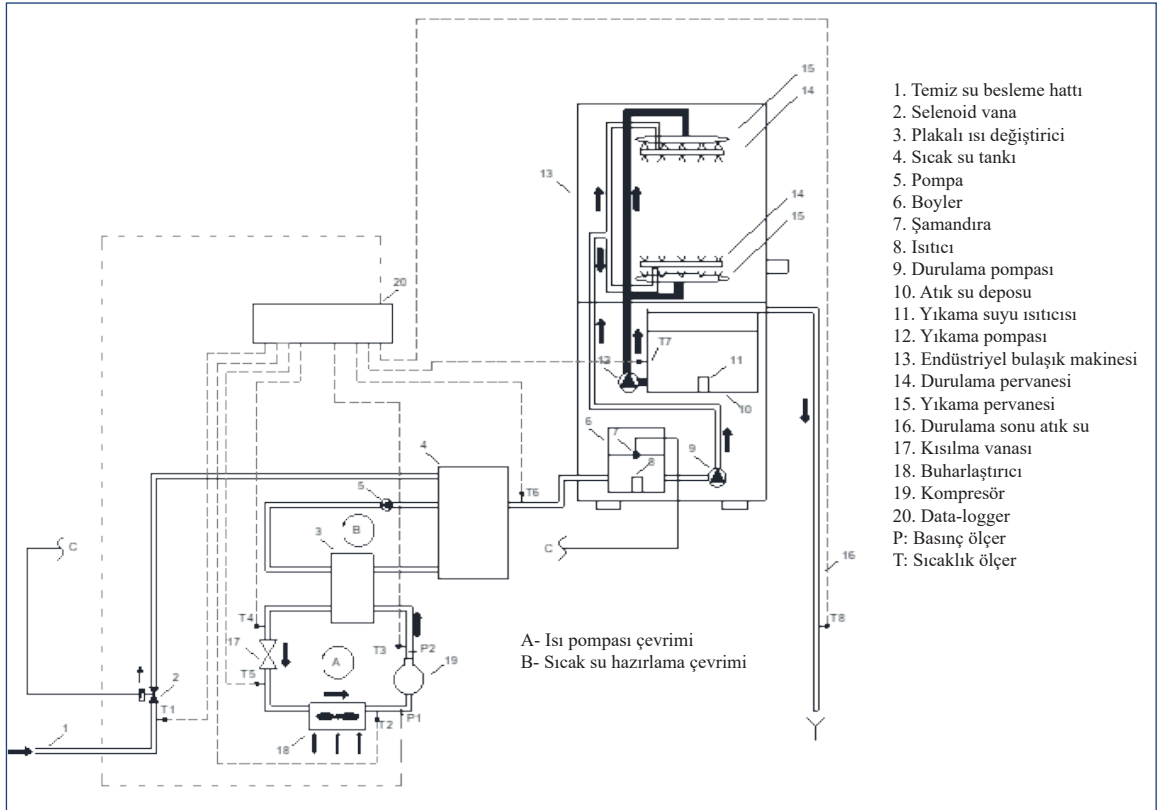
Çalışmada kullanılan deney düzeneğinin şematik resmi Şekil 1'de görülmektedir. Deney düzeneği bir giyotin tipi endüstriyel bulaşık makinesi, bir ısı pompası devresi (A çevrimi) ve iki sistemi birbirine bağlayan bir sıcak su hazırlama devresinden (B çevrimi) oluşmaktadır. Deneylerde kullanılan bulaşık makinesinin özellikleri Tablo 1'de verilmiş-

tir. Bulaşık makinesinin 52 s, 102 s ve 132 s süreli olmak üzere üç farklı yıkama programı mevcuttur. Her yıkama programında son 12 s durulama süresi dışında kalan süre yıkama süresidir.

**Tablo 1. Giyotin Tipi Bulaşık Makinesi Teknik Özellikleri**

Ürün Adı	Giyotin Tip Bulaşık Makinesi
Ürün Tipi	Elektrikli
Kapasite	1108 tabak/h
Elektrik Gücü (toplam)	9,66 kW
Yıkama Suyu Sıcaklığı	55 – 60 °C
Yıkama Pompası Gücü	0,66 kW
Durulama Suyu Sıcaklığı	80 – 85 °C
Boylar Hacmi	7 lt
Boylar Isıtıcı Gücü	9 kW
Tank Hacmi	25 lt
Tank Isıtıcı Gücü	2 kW

Bulaşık makinesine entegre edilen ısı pompası 3,2 kW kapasiteye sahiptir.



**Şekil 1. Deney düzeneği**

Bulaşık makinesi (13) ile ısı pompası çevrimini (A çevrimi) irtibatlandıran sıcak su hazırlama devresi (B çevrimi) Şekil 1’de görülmektedir. Isı pompasının her komponentinde ve bulaşık makinesinin farklı noktalarında sıcaklık ve basınç değerleri ölçülmektedir. Sistem üzerinden alınan sıcaklık ve basınç değerlerinin ölçüm noktaları Şekil 1’de verilmiştir. Alınan sıcaklık ve basınç değerleri, ısı pompası sistemi üzerinde kontrolü sağlayan PLC tarafından kaydedilmiştir. Sıcaklık ölçümleri için K tipi termokupl ve 3 mm çaplı Pt 100 sıcaklık sensörleri, basınç ölçümleri için 4-20 mA çıkışlı 0-50 bar ölçüm aralığına sahip basınç sensörleri kullanılmıştır. Sistemin enerji tüketimi trifaze güç analiz cihazı ile ölçülmüştür.

## 2.2. Isı Pompasız Bulaşık Makinesinin Çalışma Prensibi

Bulaşık makinesi yıkama ve durulama işlemlerini gerçekleştirmektedir. Yıkama işlemi makine içerisindeki 25 lt’lik tankın içerisine yerleştirilen 2 kW’lık ısıtıcı ile su sıcaklığının 55–60 °C’ye çıkartılması ve bir pompa ve nozuller vasıtasıyla bulaşıkların üzerine gönderilmesi ile gerçekleştirilmektedir. Durulama işlemi ise şebekeden gelen suyun boyler içerisine yerleştirilen 9 kW’lık bir elektrikli ısıtıcı ile 80–85 °C sıcaklığa çıkartılması ve bir pompa ve nozuller vasıtasıyla bulaşıklar üzerine gönderilmesi ile gerçekleştirilmektedir.

## 2.3. Isı Pompalı Bulaşık Makinesinin Çalışma Prensibi

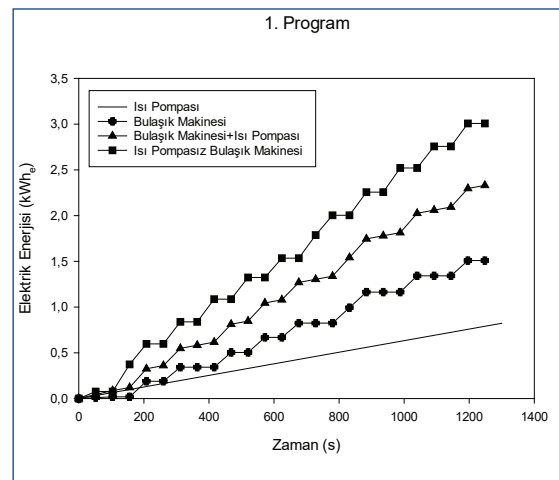
Isı pompasız bulaşık makinesinin yıkama işleminde herhangi değişiklik yapmadan sadece durulama işlemindeki 9 kW’lık elektrikli ısıtıcının gücünü azaltabilmek, dolayısıyla enerji tasarrufu yapabilmek amacı ile sisteme ısı pompası entegre edilmiştir. Şebeke suyu doğrudan bulaşık makinesindeki boyler yerine ısı pompası devresindeki tanka, tankta ön ısıtma yaptıktan sonra boylere verilmektedir. Sistem iki çevrimden oluşmaktadır. Şekil 1’de A ile ifade edilen çevrim havadan suya ısı pompası çevrimidir. Soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Ortam havasından çekilen ısı, bir adet plakalı ısı değiştirici vasıtasıyla suya aktarılmaktadır. B çevrimi ise durulama için gerekli suyun istenen sıcaklığa getirilmesini sağlayan sıcak su hazırlama çevrimidir.

## 3. BULGULAR ve TARTIŞMALAR

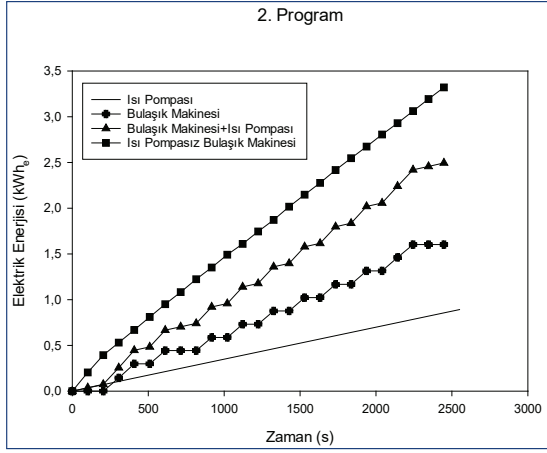
DeneySEL çalışmalar, giyotin tipi endüstriyel bulaşık makinesi ile ısı pompasız ve ısı pompalı olmak üzere iki grup halinde yapılmıştır. Bulaşık makinesinin 3 ayrı yıkama programında da deneyler yapılmış, ölçümlerin doğruluğunun teyit edilmesi amacıyla her grup deney bir kez daha tekrarlanmıştır. Cihaz kapasitesi olan 1000 bardak/h değerini sağlamak amacıyla her program için 25 deney yapılmıştır.

Şekil 2’de bulaşık makinesinin 1. Programı için yapılan dENEYSEL çalışma sonucu görülmektedir. Yapılan ölçümlerde iki ölçüm süresi arasındaki farklar alınmadan, tüm deney süresi boyunca ölçülen elektrik tüketim değerleri verilmiştir. Şekilde de görüleceği üzere, ısı pompasının ve ısı pompalı bulaşık makinesinin elektrik tüketimi, ısı pompasız bulaşık makinesinin elektrik tüketiminin altında kalmıştır. Şekildeki en üsteki iki eğri sırayla ısı pompasız ve ısı pompalı bulaşık makinesinin elektrik tüketimini göstermektedir. Aralarındaki fark da sağlanan enerji tasarruf miktarıdır. Deneyler esnasında boylerdeki su sıcaklığı istenen değerde olduğu durumda boyler içindeki elektrikli ısıtıcı devreye girmemektedir. Bu nedenle elektrik enerjisi eğrileri kısmi olarak yatay olarak seyretmektedir.

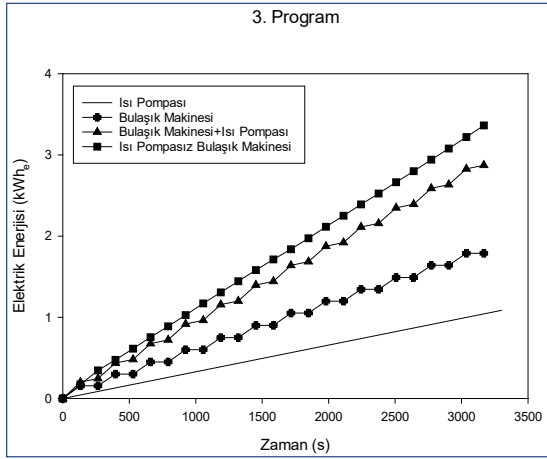
Deneyler bulaşık makinesinin 2. programı ve 3. programı için de tekrarlanmıştır. Şekil 3’de 2. programda elde edilen sonuçlar ve Şekil 4’de 3. programda elde edilen sonuçlar verilmiştir.



Şekil 2. 1. program için, ısı pompasız ve ısı pompalı bulaşık makinesinin elektrik tüketim miktarı



**Şekil 3. 2. program için, ısı pompasız ve ısı pompalı bulaşık makinesinin elektrik tüketim miktarı**

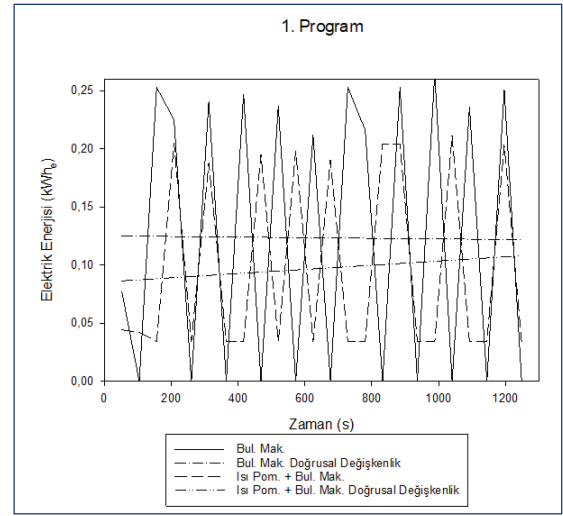


**Şekil 4. 3. program için, ısı pompasız ve ısı pompalı bulaşık makinesinin elektrik tüketim miktarı**

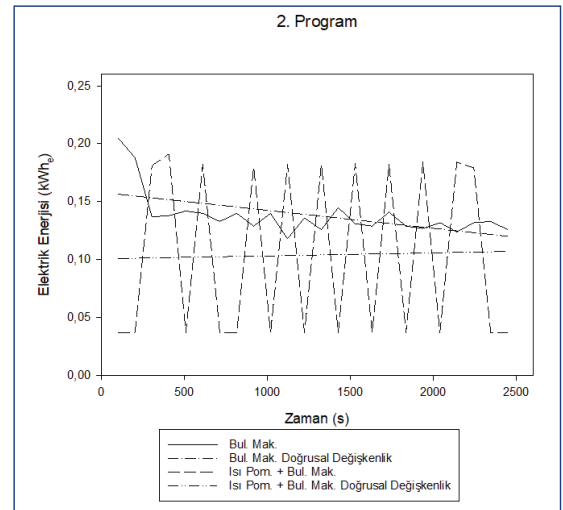
Bulaşık makinesinin ısı pompasız ve ısı pompalı çalışması durumunda her yıkamada harcanan enerji miktarı 3 yıkama programı için sırasıyla Şekil 5, 6 ve 7'de verilmiştir. Ayrıca bulaşık makinesinin tükettiği elektrik enerjisi miktarı ile ısı pompası entegre edilmiş bulaşık makinesinin tükettiği elektrik enerjisi miktarı için eğilim çizgileri eklenmiştir. Farkın net görülmesi için eğilim çizgileri doğrusal olarak seçilmiştir. İki doğru arasındaki fark ısı pompası entegrasyonu ile elde edilen enerji tasarrufu miktarını göstermektedir.

Şekil 5, 6 ve 7'deki maksimum değerler bulaşık makinesinin zamana bağlı elektrik enerjisi tüketim değerleridir. Deney esnasında boylerde bulunan durulama suyu sıcaklığının yeterli olması durumunda, boyler içindeki elektrikli ısıtıcı devreye girmemekte ve elektrik tüketim değeri ısı pompası

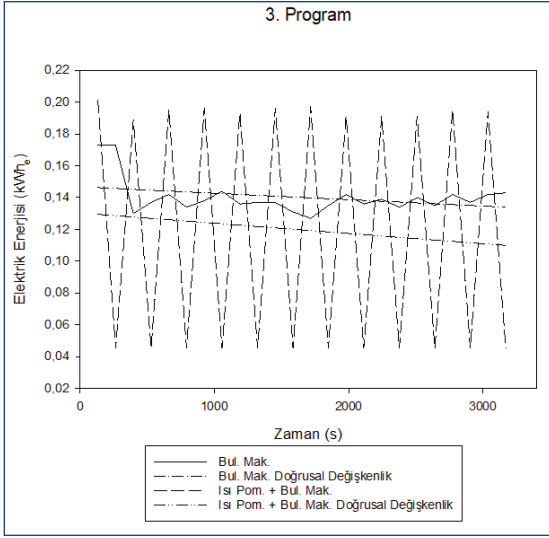
kullanıldığı durumda minimum değerde ve kullanılmadığı durumda sıfır olmaktadır. Isı pompası bulaşık makinesindeki yıkama prosesinden bağımsız olarak çalışmaktadır. Bu nedenle her yıkama çevrimi için elektrik enerjisi tüketimi aynı değerde olmamaktadır. Isı pompasının tüm deney süresince harcadığı elektrik enerjisi ölçülmüş ve deney sayısına göre ortalaması alınarak her yıkama çevrimindeki elektrik tüketimine eklenmiştir. Dolayısıyla bulaşık makinesi ve ısı pompası birlikte çalıştığında ısı pompasının çevrim başına harcadığı enerji miktarı grafiklerdeki minimum değer olarak ortaya çıkmaktadır.



**Şekil 5. 1. program için, ısı pompasız ve ısı pompalı bulaşık makinesinin elektrik tüketim miktarının doğrusal değişkenlik değeri**



**Şekil 6. 2. program için, ısı pompasız ve ısı pompalı bulaşık makinesinin elektrik tüketim miktarının doğrusal değişkenlik değeri**



**Şekil 7. 3. program için, ısı pompasız ve ısı pompalı bulaşık makinesinin elektrik tüketim miktarının doğrusal değişkenlik değeri**

#### 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada otellerde, lokantalarda ve toplu yemek servisi verilen işletmelerde sıklıkla kullanılan endüstriyel bulaşık makinelerinde harcanan elektrik enerji miktarını azaltabilmek amacıyla ısı pompası entegre edilmesi halinde enerji tüketimi incelenmiştir.

Bulaşık makinesinde farklı yıkama sürelerine sahip üç yıkama programı mevcuttur. Buna göre bulaşık makinesine ısı pompası entegrasyonunun yıkama süresine bağlı olarak enerji tüketimine etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre:

Bulaşık makinesi ve ısı pompasının entegre olarak çalışması durumunda harcanan toplam elektrik enerjisi miktarının, sadece bulaşık makinesinin tükettiği elektrik enerjisi miktarından 1. programda %22,5, 2. programda %21,5 ve 3. programda %11 daha az olduğu belirlenmiştir.

Bulaşık yıkama program süresinin artması ile enerji tüketimi artmaktadır. Yıkama süresinin uzamasının, yıkama haznesindeki su sıcaklığının sabit tutulması için elektrikli ısıtıcının çalışma süresinin artmasına ve dolayısıyla tüketiminin artmasına neden olduğu görülmüştür.

Giyotin tipi endüstriyel bulaşık makinesi içinde

durulama suyunu ısıtan 9 kW ısıl gücünde elektrikli ısıtıcı bulunmaktadır. Kullanılan ısı pompası ise 3,2 kW ısıl gücündedir. Isı pompası durulama aşamasında gerekli su sıcaklığını sağlamak için yeterli olmamaktadır. Sistemdeki ısı pompasından elde edilecek su sıcaklığı, ısı pompasının kapasitesine bağlıdır. Isıl kapasite de sistemde kullanılan soğutucu akışkan özelliklerine ve ısı pompası ekipmanlarına bağlı olarak değişmektedir. Sonraki çalışmalarda daha yüksek sıcaklıkta su elde edebilmek için farklı kapasitelerde ve farklı soğutucu akışkanla çalışan ısı pompası kullanılması planlanmaktadır.

#### TEŞEKKÜR

Yapılan çalışma YTÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından (FBA-2021-4437) desteklenmiştir.

#### KAYNAKLAR

- [1] Persson, T., Rönnelid M., Increasing Solar Gains by Using Hot Water to Heat Dishwashers and Washing Machines, Applied Thermal Engineering, 27, 646-657, 2007.
- [2] Kahraman, Z., Hacı, M., Gürcü, S., Soyhan, H. S., Development of Innovative Commercial Dishwasher Using Gas-Heated Water for Energy Efficiency, International Scientific Journal Machines, Technologies, Materials, 6, 192-19, 2022.
- [3] De Paepe, M., Theuns, E., Lenaers, S., Van Loon, J., Heat Recovery System for Dishwashers, Applied Thermal Engineering, 23, 743-756, 2003.
- [4] Selimli, S., Karabas, T., Taskin, Y., Karatas, M. B., Experimental Study of the Performance of Heat Recovery by a Fin and Tube Heat Exchange Tank Attached to the Dishwasher Greywater Line, Sustainable Energy Technologies and Assessments, 36,100552, 2019.
- [5] Wang, W., Jiang, J., Hu, B., Wang, R. Z., Luo, M., Zhang, G., Performance Improvement of Air-Source Heat Pump Heating System with Variable Water Temperature Difference, Applied Thermal Engineering, 210, 118366, 2022.
- [6] Bengtsson, P., Study of Using a Capillary Tube in a Heat Pump Dishwasher with Transient Heating, International Journal of Refrigeration, 67, 1-9, 2016.

- [7] Dong, W., Li, Y., Economic and Environmental Benefits of a Novel Multi-Functional Heat Pump System for Dishwasher, 4th International Conference on Advances in Energy and Environment Research, 118, 03029, 2019.
- [8] Bengtsson, P., Berghel, J., Renström, R., A Household Dishwasher Heated by a Heat Pump System Using an Energy Storage Unit with Water as the Heat Source, Int. J. Refrig., 49, 19-27, 2015.
- [9] Atasoy, E., Çetin, B., Bayer, Ö., Experiment-Based Optimization of an Energy-Efficient Heat Pump Integrated Water Heater for Household Appliances, Energy, 245, 123308, 2022.
- [10] Bengtsson, P., Eikevik, T., Reducing the Global Warming Impact of a Household Heat Pump Dishwasher Using Hydrocarbon Refrigerants, Appl. Therm. Eng., 99, 1295–1302, 2016.

# Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Radyant Isıtma Sisteminde Enerji ve Ekserji Analizi

## Ahmet DOĞAN

Dr.  
Erzincan Binalı Yıldırım Üniversitesi  
Makine Mühendisliği  
Erzincan  
adogan@erzincan.edu.tr  
orcid: 0000-0003-1121-5480

## Nurullah KAYACI

Doç. Dr.  
Yıldız Teknik Üniversitesi  
Makine Fakültesi  
Makine Mühendisliği  
İstanbul  
kayaci@yildiz.edu.tr  
orcid: 0000-0002-8843-8191

## Hakan DEMİR

Prof. Dr.  
Yıldız Teknik Üniversitesi  
Makine Fakültesi  
Makine Mühendisliği  
İstanbul  
hdemir@yildiz.edu.tr  
orcid: 0000-0002-6891-0831

## ÖZ

Enerji tasarrufu, fosil yakıt tüketiminin azaltılması ve iklim değişikliğiyle mücadele etme çabaları, küresel ölçekte öncelikli konular arasında yer almaktadır. Bina ısıtma ve soğutmasında, konvansiyonel sistemler yerine radyant ısıtma ve soğutma (RIS) sistemlerine odaklanmak, enerji verimliliğinin yanı sıra ısı konfor açısından da önemli katkılar sağlayacaktır. Radyant ısıtma ve soğutma sistemleri, kabul edilebilir bir ısı konfor seviyesi sunabilme ve yenilenebilir enerji kaynaklarıyla uyumlu olma özellikleri sayesinde sistem verimliliğini artırmaktadır. Bu çalışmada, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Uygulama ve Araştırma Merkezi bünyesinde yer alan toprak kaynaklı ısı pompası ile entegre duvar ve tavanda radyant paneller bulunan ofis odası sisteminin enerji, ekserji performans analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerin doğru bir şekilde yapılabilmesi için, toprak ve mahal su giriş-çıkış sıcaklıkları, tüm çevrimlerin debi ölçümleri, ısı pompası grubundaki tüm ekipmanların güç tüketimleri, oda içi ve dış hava sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Ayrıca bu çalışmada radyant panellerin farklı konfigürasyonlarında ölçümler alınarak sistem ekserji yıkımı ve performansı karşılaştırılmıştır.

## Anahtar Kelimeler

Radyant Isıtma Sistemi, TKIP, Enerji ve Ekserji Analizi.

# Energy and Exergy Analysis of Ground Source Heat Pump Radiant Heating System

## ABSTRACT

Energy conservation, reduction of fossil fuel consumption, and efforts to combat climate change are among the top global priorities. Focusing on radiant heating and cooling (RHC) systems rather than conventional systems for heating and cooling buildings significantly improves thermal comfort as well as energy efficiency. The efficacy of radiant heating and cooling systems is improved by their compatibility with renewable energy sources and their capability to deliver an acceptable level of thermal comfort. Analyses of the energy and exergy performance of an office room system at the Yıldız Technical University Science and Technology Application and Research Center that was integrated with a ground-source heat pump and wall/ceiling radiant panels were conducted in this study. Measurements were recorded of the inlet/outlet temperatures of ground and room water, the flow rates of all cycles, the power consumption of all equipment in the heat pump unit, and the indoor and outdoor air temperatures to ensure an accurate analysis. In addition, measurements were taken for various configurations of radiant panels in this study to compare the exergy destruction and performance of the system.

## Keywords

Radiant Heating System, Gshp, Energy and Exergy Analysis.

Geliş Tarihi : 29.09.2023  
Kabul Tarihi : 17.04.2024

Doğan, A., Kayacı, N., Demir, H., Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Radyant Isıtma Sisteminde Enerji ve Ekserji Analizi, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı: 201, sf. 8-19, Mart-Nisan 2024.



## 1. GİRİŞ

Özellikle bina sektörü, küresel enerji tüketiminin %30'unu oluşturarak endüstri ve ulaşım sektörlerini geçmektedir [1]. Türkiye'de ise bina sektörü, toplam enerji tüketiminin %32,3'ünü oluşturarak enerji tüketimi ve karbon emisyonları üzerinde önemli bir etkisi olduğunu göstermektedir [2]. Bu nedenle, binalardaki enerji tüketiminin azaltılması, çevre ve insan sağlığı üzerindeki olumsuz etkilerini hafifletmek açısından kritiktir. Bu bağlamda Türkiye (Türkiye İklim Değişikliği Uyum Stratejisi ve Eylem Planı 2011-2023), Avrupa (Binaların Enerji Performansı Direktifi (EPBD)) ve dünya genelindeki anlaşmalar (COP21), hükümetlerin binalarda "neredeyse sıfır" enerji tüketimi stratejilerini ortaya koyan yasal düzenlemeleri ve yönetmelikleri sergilemektedir. Bu nedenle, bina enerjisi tasarruf etmek, fosil yakıt tüketimini azaltmak ve iklim değişikliğini en aza indirmek, tüm dünya için önde gelen konulardan biridir. Bu talebi karşılamak için verimlilik esasına dayalı daha iyi tasarımlar, yenilenebilir enerji sistemleri ile entegre binalar inşa etme, yüksek verimli HVAC ekipmanları kurma ve bina dış zarfın performansını artırma gibi birçok önlem alınabilir [3]. Bu önlemler arasında pencere gölgelendirmesi, enerji kaybını en aza indirme ve yüksek güneş ısı kazançları açısından bir binanın en az verimli kısmı olduğu için sıcak yaz ve soğuk kış bölgelerinde değerli bir stratejidir.

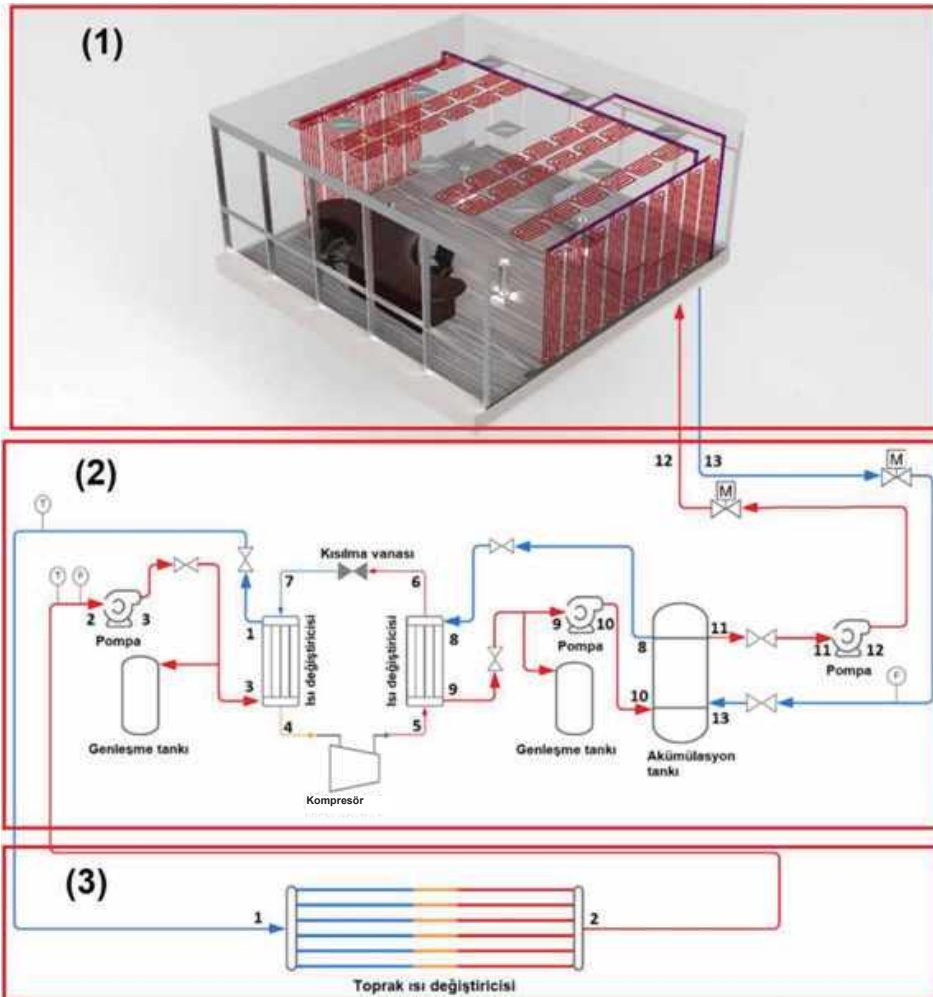
Literatürde, GSHP (Toprak Kaynaklı Isı Pompası) sistemleri hakkında birçok çalışma bulunmaktadır [4-9]. Akbulut vd. [10], Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Kampüsü'nde bulunan Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi'nde dikey yer kaynaklı ısı pompası duvar ısıtma sistemini, deneyler ve teorik analizlerle incelenmiştir. Çalışma, bina ve ısıtma sisteminin üretim aşamasından kabuğuna kadar ekserji, eksergo-çevresel ve eksergo-ekonomik açılardan değerlendirilmiş ve sonuçlar, sistemin performansını düşük ekserji, eksergo-çevresel ve eksergo-ekonomik analizlerle inceleyerek sunulmuştur. Enerji ve ekserji verimleri ile aylık ortalama ekserji temelli çevresel etki değeri de dahil olmak üzere çeşitli parametreler değerlendirilmiş ve sonuçlar sunulmuştur. Kilkis [11], radyant panellerin enerji verimli duysal ısıtma ve soğutma sistemleri olarak bilinmesine rağmen, düşük ekserji atıkları ve alternatif enerji kaynakları ile uyumlu olmadığına etkin olmayabileceğini vurgulamıştır. Bu nedenle, radyant panellerin yer kaynaklı ısı pompaları ve ye-

nilenebilir enerji kaynakları ile optimal bir şekilde kullanılmasının, CO<sub>2</sub> emisyonlarını önemli ölçüde azaltma potansiyeli taşıdığını belirtmiştir. Ayrıca çalışmada düşük ekserji binaları için yeni bir bakış açısı sunmakta ve bu sistemlerin etkili kullanımını desteklemektedir. Memberg vd. [12], enerji analizi ile karşılaştırıldığında ekserji analizi ile hibrid yer kaynaklı ısı pompası sistemlerinin performansını değerlendirerek farklı enerji akışlarının kalitesini ölçme ve sistemin verimsizliklerini belirleme yeteneği sunduğunu göstermektedir. Özellikle, sistemin ısıtma ve soğutma modlarında ekserji tüketimini karşılaştırarak, sistemdeki ekserji verimliliğini incelemiş ve ısıtma modunda daha yüksek olduğunu bulmuştur. Bu çalışma, enerji temin sistemlerinin işletme ayarlarını ve bina kabuğunu iyileştirme gibi önlemlerin, sistemin ısıtma performansını artırmada soğutma performansından daha etkili olduğuna işaret etmektedir. Bu nedenle, enerji tasarrufu ve ekserji verimliliği artırma çabaları konusunda önemli bir referans kaynağı olduğunu belirtmişlerdir. Hepbaslı ve Akdemir [13], Türkiye'de yeraltı ısı pompa sistemlerinin enerji ve ekserji analizine odaklanmaktadır. Yaptıkları çalışmada, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde uygulanan 50 m dikey bir yer ısı değiştiriciye sahip TKIP sisteminin performansını değerlendirmekte ve bu sistemin ekserji tüketimini detaylı bir şekilde incelemektedir. Aynı zamanda, çalışma TKIP sistemi için bir ekserji diyagramı sunarak, sistemdeki ekserji girişinin bileşenler arasında nasıl dağıldığını göstermekte ve Türkiye'deki yeraltı ısı pompa sistemleri uygulamalarına ve gelecekteki araştırmalara katkı sağlamaktadır. Memberg ve diğer araştırmacılar, 345 m<sup>2</sup>'lik bir yapının ısı konforunu sağlamak için yeraltı ısı pompa (GSHP) kullanan bir sistem üzerine veriler sunar ve bu sistemle ilgili analizler, performans ölçümleri ve sonuçlar sunar. Çalışma, enerji verimli bileşenlerle donatılmış bir evin termal yükünü karşılayan bir 2,16 ton (7,56 kW) GSHP ünitesi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Performans analizi, toplam güç girişi dikkate alınarak bir performans katsayısı hesaplanmasını içerir ve ekserji analizi, sistemdeki verimlilik kayıplarının ve enerji israfının nedenlerini belirlemeye yönelik daha ayrıntılı bir perspektif sunar.

Kayaci yaptığı çalışmada, İstanbul'da 200 m<sup>2</sup> bir ofisin ısıtma ve soğutma ihtiyacını karşılayan bir TKIP sisteminin enerji, ekserji ve ekonomik ana-

lizini incelemektedir. On yıllık bir dönemi içeren sayısal simülasyonlar ve deneysel doğrulamalarla TKIP sisteminin performansı incelenmiş, farklı bileşenlerin COP, ikinci yasa uygunluk ve ekserji yıkımı üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, yaptığı çalışmada TKIP sistemlerinin tasarım ve performans optimizasyonunda önemli katkılar sağladığını göstermiştir. 345 m<sup>2</sup>'lik bir yapının ısı konforunu sağlamak için Ally vd. [14] TKIP sistemi üzerine veriler sunarak bu sistemle ilgili performans analizleri ve ölçümleri sunmaktadır. Çalışmada 7,56 kW kapasitesindeki TKIP ünitesi bir evin enerji termal ihtiyacını karşılayacak en verimli şekilde kullanılmaya çalışılmıştır. Performans analizi, toplam güç girişi dikkate alınarak bir performans katsayısı hesaplanmasını içermekte ve ekserji analizi, sistemdeki verimlilik kayıplarının ve enerji israfının nedenlerini belirlemeye yönelik daha ayrıntılı bir perspektif sunmaktadır.

Bu çalışmada, enerji tasarrufu, çevresel sürdürülebilirlik ve konfor açısından önemli bir potansiyele sahip radyant ısıtma ve soğutma (RIS) sistemleri değerlendirilmektedir. Yıldız Teknik Üniversitesi Merkez Laboratuvarı'nda bulunan toprak kaynaklı ısı pompası sistemi üzerinde yapılan enerji ve ekserji analizleri, bu teknolojinin etkinliğini ve sürdürülebilirliğini incelemeyi amaçlamaktadır. Analizler, saha ölçümleriyle desteklenerek gerçek dünya koşullarına dayalı sonuçlar elde etmeye odaklanmaktadır. Ayrıca, test odasındaki farklı radyant panel konfigürasyonlarının sistemin ekserji performansına olan etkisini belirlemek için özgün ölçümler ve karşılaştırmalar içermektedir. Bu çalışma, RIS sistemlerinin uygulanabilirliğini ve etkinliğini kanıtlamak için saha verilerini kullanarak özgün bir yaklaşım sunmaktadır.



Şekil 1. Deney sistemi şematik gösterimi

## 2. SİSTEM TANITIMI

Deneyel sistem, Yıldız Teknik Üniversitesi (YTÜ) Fen ve Teknoloji Uygulama ve Araştırma Merkezi binasında kurulmuştur. Sistem, toprak kaynaklı ısı pompası ile bağlantılı radyant tavan-duvar panellerini içermektedir. Deney sisteminin şematik görünümü Şekil 1'de kurulum ve son haline ait görümler Şekil 2'de gösterilmektedir. Sistem, test odası, kontrol odası ve toprak ısı değiştirici (TID) olmak üzere üç bölümden oluşmaktadır.

Test odası (Şekil 2a) binanın giriş seviyesinde bulunmaktadır. Bu bölümde radyant paneller tarafından konfor ölçümleri yapılmaktadır. Oda güneydoğu tarafında 2 m x 0,6 m boyutlarında 6 radyant duvar paneli bulunmaktadır. Ayrıca, kuzeybatı tarafında diğer 6 panelle aynı boyutta 9 radyant panel bulunmaktadır. Tavan panelleri, diğer radyant panellerden farklı boyutlarda ve sayılarda bulunmaktadır. Toplam tavan paneli sayısı 29'dur ve boyutları 1 m x 0,6 m'dir. Hem duvar hem de tavan radyant paneller, kollektör grubunda bul-

nan globe valfler ile kontrol edilebilmektedir. Test odasındaki radyant duvarlar ve tavanlar için bu ekipman tarafından ölçülen parametreler aşağıda sıralanmıştır: su akış hızı, iç hava hızı, nem, dış ortam sıcaklığı, koşullandırılmış ve koşullandırılmamış yüzey sıcaklıkları, iç sıcaklık ve koridor hava sıcaklığı. Yüzey ve iç hava sıcaklıkları toplam 51 T-tipi termokupl kullanılarak kaydedilmiştir. Radyant panellerin yüzey sıcaklıklarının yanı sıra soğutulmamış duvarlar, iç ve dış pencere yüzeyleri ve koridora bakan cam yüzeylerinin sıcaklıkları da dahil olmak üzere toplam 26 termokupl yüzey sıcaklıklarını kaydetmek için kullanılmıştır. Herhangi bir alandaki dikey sıcaklığı belirlemek, termal konfor ve enerji verimliliği açısından çok önemlidir. Şekil 2a'da gösterilen pozisyonları olan 2,5 m yüksekliğindeki beş metal stant üzerine yerleştirilmiş 23 termokupl kullanılarak ölçümler yapılmıştır. Oda içerisinde alınan hava sıcaklık ölçümleri bu termokuplların yardımı ile yapılmıştır.

Sistemin ikinci bölümü olan ısı pompası grubu (Şekil 2b) bodrum kattaki mekanik odada yer al-



**Şekil 2. Deney sisteminin, (a) radyant panellerin bulunduğu test odası, (b) ısı pompası grubunun bulunduğu mekanik oda ve (c) temel altındaki toprakta yer alan ısı değiştiricisi boruları**

maktadır. Bu bölüm, ana ekipmanları ve kontrol grubunu içerir. Kontrol odasında, 10,5 kW ısıtma kapasiteli ve 8,5 kW soğutma kapasiteli bir ısı pompası gibi bir dizi ekipman bulunmaktadır. Ayrıca, genleşme ve biriktirme tankları, pompalar, ayırıcılar, anahtarlar, tüm ölçüm ekipmanları (termometre, manyetometre vb.) ve sistem kontrol paneli bulunmaktadır.

Son bölüm binanın altındaki zeminde yer almaktadır. Yer ısı değiştirici (GHE) boruları (Şekil 2c), 85 metre uzunluğunda ve borular arasındaki mesafe 0,5 metre olan 10 paralel boru içerir. Boruların sonunda, tüm borulara bağlı bir toplayıcı bulunur ve bu toplayıcı bina dışında yerleştirilir, ardından tüm borular binanın içine doğru hareket eder ve ısı pompası ünitesi ile bağlantılıdır. Deney sistemi hakkında daha detaylı bilgilere daha önce yapılan makalelerden bakılabilir [4-6,15,16].

### 3. SİSTEMİN TERMODİNAMİK YAKLAŞIM İLE ANALİZİ

Deneylerden elde edilen veriler ışığında ekserji ve enerji hesaplamaları, aşağıda verilen denklemlerin Excel programında kullanılmasıyla yapılmıştır. Hesaplamalar için gerekli olan veriler, Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Kampüsü'nün merkezi laboratuvarında yer alan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminden sağlanmıştır. Denklemler oluşturulurken Şekil 1 şematik gösterim referans alınarak oluşturulmuştur.

Genel enerji dengesi,

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \quad [1]$$

Isı, iş ve kütle tarafından gelen net enerji transfer oranı = Isı, iş ve kütle tarafından çıkan net enerji transfer oranı ve,

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad [2]$$

kütle debisi

**Tablo 1. Deney Düzeneği Ekipman Listesi**

Ekipman	Teknik Özellikler
Toprak Kaynaklı Isı Pompası	Model: Restherma, IP11SS Isıtma, Nominal Kapasite: 10,5 kW Çalışma Sıcaklığı: -5 / +45 °C; Maks. Çıkış Su Sıcaklığı: +55 °C Soğutma, Nominal Kapasite: 8,5 kW Çalışma Sıcaklığı: +10 / +43 °C; Maks. Çıkış Su Sıcaklığı: +7 °C
Pompa-1	Model: Grundfos, MAGNA3 25-100 Maksimum Kütle Akışı: 78,5 m <sup>3</sup> /saat Maksimum Pompa Basma Yüksekliği: 18 m Maksimum Sistem Basıncı: 16 bar Sıvı Sıcaklığı: -10 / +110 °C
Pompa-2 ve 3	Model: Grundfos, ALPHA2 25-80-180 Maksimum Kütle Akışı: 4,8 m <sup>3</sup> /saat Maksimum Pompa Basma Yüksekliği: 5,8 m Maksimum Sistem Basıncı: 10 bar Sıvı Sıcaklığı: +2 / +110 °C
Akümülyasyon Tankı	Model: Resboyle, KAT 100 Litre Test Basıncı: 13 kg/cm <sup>2</sup> Çalışma Basıncı: 10 kg/cm <sup>2</sup>
Genleşme Tankı	Model: Reflex, 15P1125 Çalışma Sıcaklığı: -10 / +120 °C Maksimum Çalışma Sıcaklığı: +10 / +70 °C, Çalışma Basıncı: 6 bar
İç Hava Kalitesi Ölçüm Cihazı	Model: Testo 400, iç ortam konfor cihazı CO <sub>2</sub> Prob: Ölçüm Aralığı: 0-10000 ppm, -10 / +50 °C, %5 ila %95 RH Globe Termometre: Ölçüm Aralığı: 0 / +120 °C Türbülans Prob: Ölçüm Aralığı: 0-5 m/s, 0 / +50 °C

Genel enerji denklemi aynı zamanda şöyle ifade edilebilir:

$$\dot{Q}_{net} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} = \dot{W}_{net} + \sum \dot{m}_{out} h_{out} \quad [3]$$

$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out}$  sistemdeki net ısı giriştir,  $\dot{W}_{net} = \dot{W}_{in} + \dot{W}_{out}$  sistemden elde edilen net iş çıkışıdır, h ise birim kütle başına entalpidir.

### Ekserji Denge Denklemleri

Sistemin genel ekserji dengesi, aşağıdaki terimlerle ifade edilir:

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \dot{E}x_D \quad [4]$$

Net ekserji transferinin hızı ısı, iş ve kütle ile; ekserji yok edilme hızına eşittir.

Genel ekserji dengesi ayrıca şu şekilde ifade edilebilir:

$$\dot{m}_{in} \psi_{in} + \dot{E}x_{Qin} + \dot{W}_{in} = \dot{m}_{out} \psi_{out} + \dot{E}x_{Qout} + \dot{W}_{out} + \dot{E}x_D \quad [5]$$

veya şu şekilde yazılabilir:

$$\sum \dot{m}_{in} \psi_{in} + \sum (1 - (T_o/T_k)) \dot{Q}_k + \dot{W}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \psi_{out} + \dot{W}_{out} + \dot{E}x_D \quad [6]$$

$$\psi = (h_i - h_o) - T_o(s_i - s_o) + (v_i^2/2) + gz_i$$

Burada, h entalpiyi, s entropiyi ve  $\psi$  akış enerjisini ifade eder. Kinetik ve potansiyel enerji değişkenleri ihmal edilebilir. "0" alt dizini, ölü durumda olan özellikleri gösterir.

$$\dot{E}x_{Qin} = [1 - (T_o/T_{source})] \dot{Q}_{in} \quad [7]$$

$$\dot{E}x_{Qout} = [1 - (T_o/T_{boundary})] \dot{Q}_{out} \quad [8]$$

$\dot{E}x_{Qin}$  ve  $\dot{E}x_{Qout}$  ısı transferi nedeniyle aktarılan ekserjiyi ifade eder. Ayrıca şu şekilde ifade edilebilirler:

$$\dot{E}x_{heat} = \sum [1 - (T_o/T_k)] \dot{Q}_k = \dot{E}x_{Qin} - \dot{E}x_{Qout} \quad [9]$$

$\dot{Q}_k$  ısı yükü oranı  $T_k$  sıcaklığındaki kondenserden transfer edilen ısı transfer hızına eşittir.

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = 0 \quad [10]$$

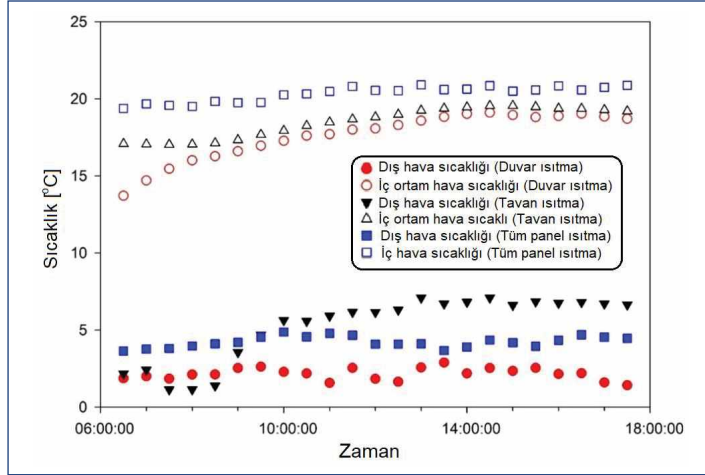
Net entropi transfer hızı + entropi üretim hızı = 0

$$\dot{E}x_D = T_o \dot{S}_{gen} \quad [11]$$

$\dot{E}x_D$  ekserji yıkım hızıdır ve  $T_o$  çevre sıcaklığı ile  $\dot{S}_{gen}$  entropi üretim hızı çarpımına eşittir.

**Tablo 1. Isı Pompası Sistemi Kütle, Enerji ve Ekserji Denge Denklemleri**

	Bileşen	Kütle Dengesi	Enerji Analizi (Enerji Korunumu, 1. Yasası)	Ekserji Analizi (Entropi Dengelemesi ile Ekserji Yıkımı, 2. Yasası)	
Isı Pompası	Toprak hattı ısı değiştirici	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{GHE}$	$\dot{E}_1 + \dot{Q}_{in} = \dot{E}_2 + \dot{Q}_{loss,GHE}$	$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_{in} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{D,GHE} + \dot{E}x_{loss,GHE}$	[12]
	Pompa-1	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$	$\dot{E}_2 + \dot{W}_{p1} = \dot{E}_3 + \dot{Q}_{loss,p1}$	$\dot{E}x_2 + \dot{W}_{p1} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{D,p1} + \dot{E}x_{loss,p1}$	[13]
	Kompresör	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{E}_4 + \dot{W}_{comp} = \dot{E}_5 + \dot{Q}_{loss,comp}$	$\dot{E}x_4 + \dot{W}_{comp} = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{D,comp} + \dot{E}x_{loss,comp}$	[14]
	Test odası ısı değiştiricisi	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{E}_5 + \dot{E}_8 + \dot{m}_{TH}(h_9 - h_8) = \dot{E}_6 + \dot{E}_9 + \dot{m}_{HPU}(h_6 - h_5) + \dot{Q}_{loss,HE1}$	$\dot{E}x_5 + \dot{E}x_8 + \dot{m}_{TH}\psi_{9,8} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_9 + \dot{m}_{HPU}\psi_{6,5} + \dot{E}x_{D,HE1} + \dot{E}x_{loss,HE1}$	[15]
	Kısılma vanası	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{E}_6 = \dot{E}_7 + \dot{Q}_{loss,exp}$	$\dot{E}x_6 + \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{D,exp} + \dot{E}x_{loss,exp}$	[16]
	Toprak değiştiricisi	$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 = \dot{m}_7 = \dot{m}_4$	$\dot{E}_3 + \dot{E}_7 + \dot{m}_{HPU}(h_4 - h_7) = \dot{E}_1 + \dot{E}_4 + \dot{m}_{GHE}(h_1 - h_3) + \dot{Q}_{loss,HE2}$	$\dot{E}x_3 + \dot{E}x_7 + \dot{m}_{HPU}\psi_{4,7} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_4 + \dot{m}_{GHE}\psi_{1,3} + \dot{E}x_{D,HE2} + \dot{E}x_{loss,HE2}$	[17]
	Pompa-2	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{E}_9 + \dot{W}_{p2} = \dot{E}_{10} + \dot{Q}_{loss,p2}$	$\dot{E}x_8 + \dot{W}_{p2} = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{D,p2} + \dot{E}x_{loss,p2}$	[18]
	Akümülatör tankı	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_8$	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{13} = \dot{E}_{11} + \dot{E}_8 + \dot{Q}_{loss,AT}$	$\dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{13} = \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{D,AT} + \dot{E}x_{loss,AT}$	[19]
	Pompa-3	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$	$\dot{E}_{11} + \dot{W}_{p3} = \dot{E}_{12} + \dot{Q}_{loss,p3}$	$\dot{E}x_{11} + \dot{W}_{p3} = \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{D,p3} + \dot{E}x_{loss,p3}$	[20]
	Test odası	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$	$\dot{E}_{12} = \dot{E}_{13} + \dot{Q}_{out} + \dot{Q}_{loss,TH}$	$\dot{E}x_{12} = \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_{D,TH} + \dot{E}x_{loss,TH}$	[21]



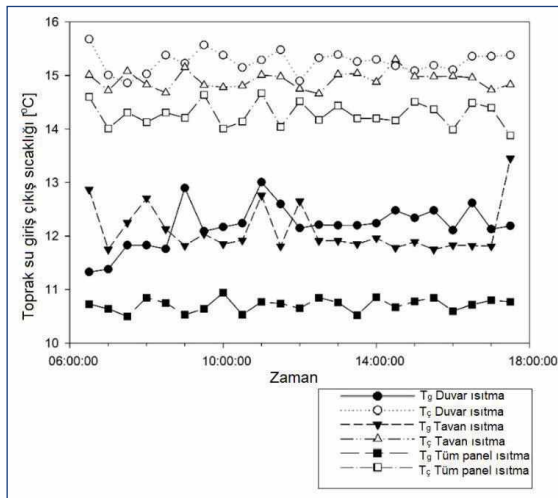
Şekil 3. Üç farklı durum için ortam dış ortam hava sıcaklık değişimleri

#### 4. BULGULAR ve TARTIŞMALAR

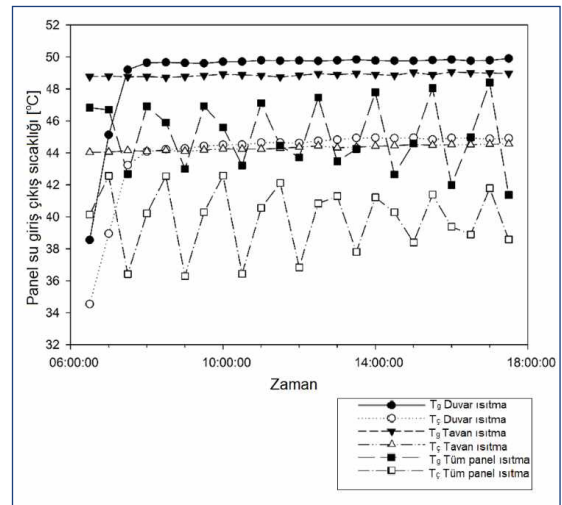
Deneyler 3 farklı durum için 12 Aralık ve 14 Aralık 2022 tarihleri arasında Yıldız Teknik Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Uygulama ve Araştırma Merkezi'nde gerçekleştirilmiştir. Deney sistemi 3 farklı panel konfigürasyonunda (duvar ısıtma, tavan ısıtma, tüm panel ısıtma olmak üzere) panel dönüş sıcaklıkları ısı pompası kontrol ünitesinden set edilerek yapılmıştır. Panel dönüş sıcaklığı set etme sıcaklıkları oda içerisinde ASHRAE 55 [17] konfor standardına uygun olacak şekilde yapılmaya çalışılmıştır. Deney sonucunda elde edilen verilerin farklı panel konfigürasyonundaki sistemin enerji ve ekserji performansı bu bölümde değerlendirilmiştir.

Enerji ve ekserji sonuçlarına geçmeden, hesaplamalar için kritik öneme sahip sıcaklık ölçümlerinin her bir durum için nasıl değiştiği Şekil 3 ve 4'te gösterilmiştir. Şekil 3'de 12-14 Aralık tarihinde sabah 06:00 ile 18:00 saatleri arasında dış ortam hava sıcaklığı ile oda içerisindeki ortalama hava sıcaklık değerlerinin değişimleri gösterilmiştir. Duvardan ısıtma yapılan günlerde hava sıcaklığının diğer günlere göre ortalama 2 °C daha soğuk olduğu görülmüştür. Bu da oda içerisinde istenen sıcaklık değerlerine daha geç ulaşmasına sebep olmuştur.

Şekil 4'de ısı pompasından toprak ve panel hattına giden suyun sıcaklıkları duvar, tavan ve tüm panel ısıtma için gösterilmektedir. Toprak hattına giden ve dönen ortalama su sıcaklık farkları duvar, tavan

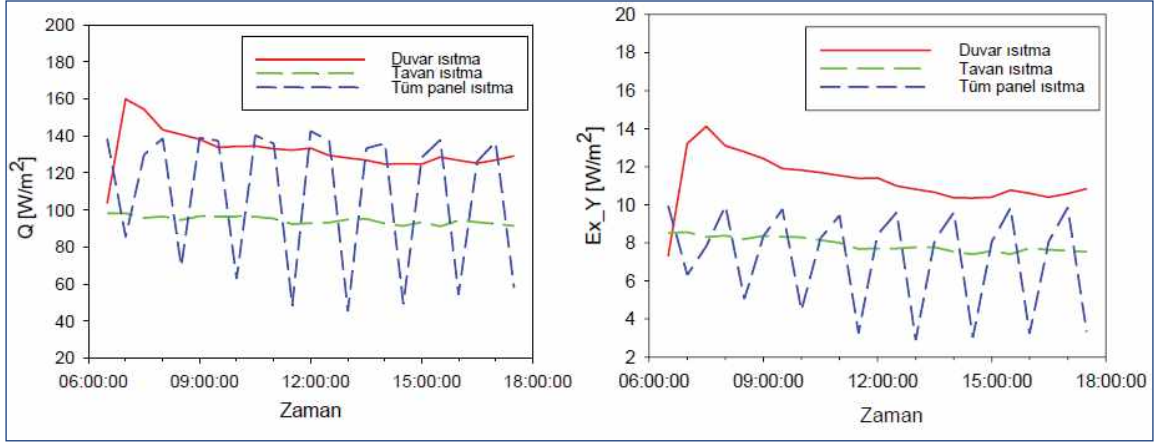


(a)

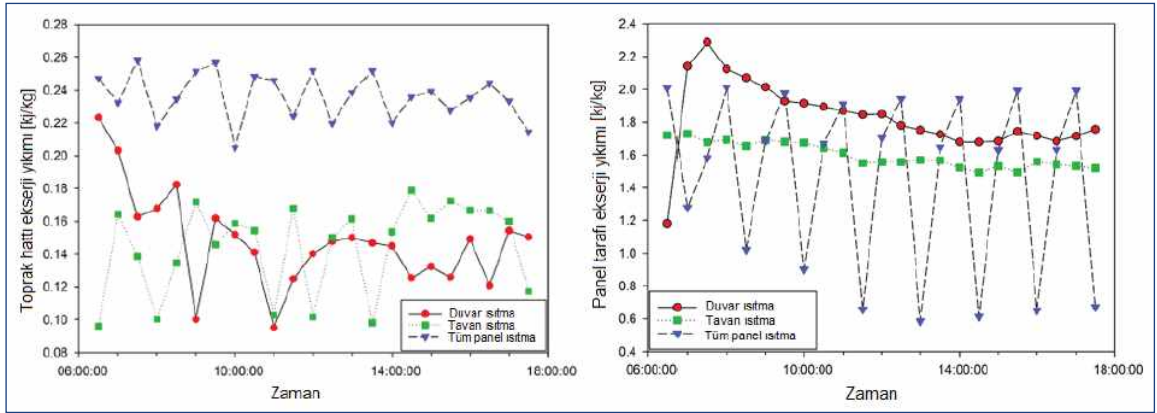


(b)

Şekil 4. Isı pompasından sağlanan, (a) toprak hattı su giriş çıkış sıcaklığı ve (b) panel hattı su giriş sıcaklığı



(a) (b)  
Şekil 5. Test odasına farklı durumlar için (a) aktarılan enerji miktarı ve (b) oluşan ekserji yıkımı



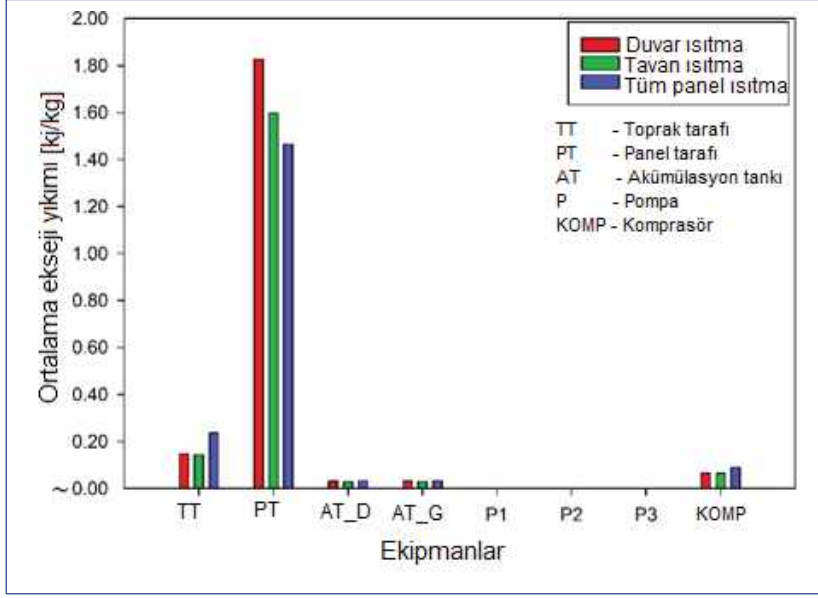
(a) (b)  
Şekil 6. Isı pompası sisteminin (a) toprak ve (b) panel tarafı ekserji yıkımları

ve tüm panel ısıtma için sırasıyla 3 °C, 2,8 °C ve 3,5 °C olarak kaydedilmiştir. Panele giden ve panelden dönen su sıcaklık farkları duvar, tavan ve tüm panel ısıtma durumları için ortalama 5,1, 4,6 ve 5,3 olarak kaydedilmiştir. Duvar ve tavan ısıtma durumlarında ısı pompası en yüksek kapasitede çalıştırılmasına rağmen oda içerisinde standartlara uygun sıcaklıklara ulaşamamıştır.

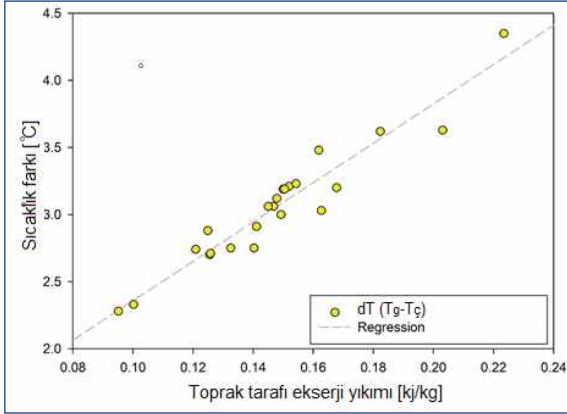
Test odasına ısı pompası tarafından aktarılan enerji oranı ve test odasında gerçekleşen ekserji yıkımı değişimi duvar, tavan ve tüm panel ısıtma durumları için Şekil 5'te gösterilmiştir. Test odasının duvarında ve tavanında sırasıyla 18 m<sup>2</sup> ve 17,4 m<sup>2</sup> radyant panel olduğu göz önüne alındığında duvar ısıtma durumunda ortalama 132 W/m<sup>2</sup> ısı akısı test odasına aktarılmıştır. Tavan ve tüm panel ısıtma durumunda bu oran sırasıyla 95 W/m<sup>2</sup> ve 110 W/m<sup>2</sup>

olarak kaydedilmiştir. Yüksek ısı akısının ve düşük dış ortam hava sıcaklığının etkisiyle duvardan ısıtma durumunda ekserji yıkımı ortalama 11,3 W/m<sup>2</sup> ile en yüksek durum olarak karşımıza çıkmıştır. Tavan ısıtmada ve tüm panel ısıtmada test odasında gerçekleşen ekserji miktarları sırasıyla 7,9 W/m<sup>2</sup> ve 7,2 W/m<sup>2</sup> olarak hesaplanmıştır. Oda içerisindeki hava sıcaklıklarının yükselmesi ve daha stabil hale gelmesinin enerji tüketimini ve ekserji yıkımını düşürdüğü gözlemlenmiştir.

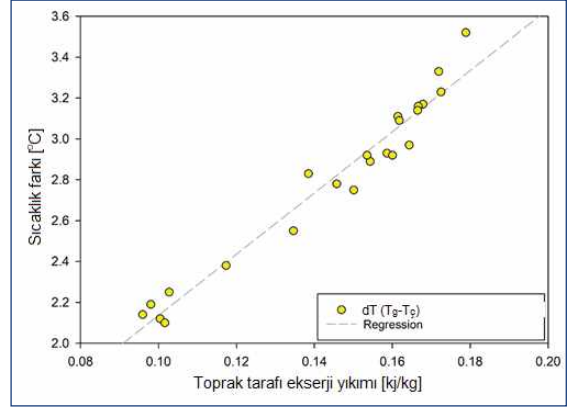
Şekil 6'da toprak ve panel hattında meydana gelen ekserji yıkımları farklı panel ısıtma konfigürasyonlarında karşılaştırılmıştır. Şekil 6a'da görüldüğü üzere toprak tarafında gerçekleşen ekserji yıkımı tüm paneller ısıtılırken en yüksek olmaktadır. Tüm panellerin ısıtıldığı durumda toprak su sıcaklığının diğer durumlara göre düşük olması daha yüksek ekserji yıkımına sebep olmuştur.



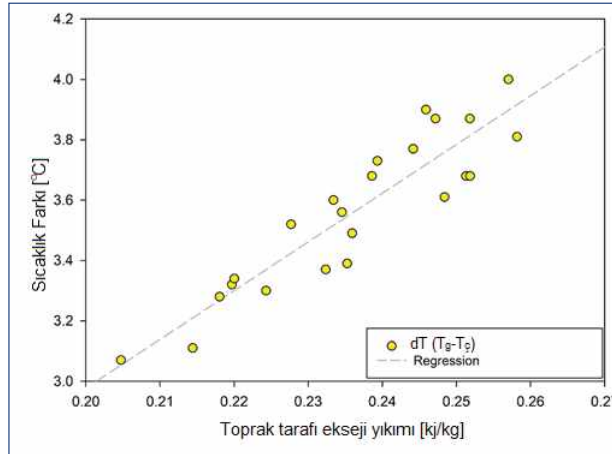
Şekil 7. Isı pompası sistemindeki ekserji kayıpların ekipmanlar üzerindeki dağılımı



(a)



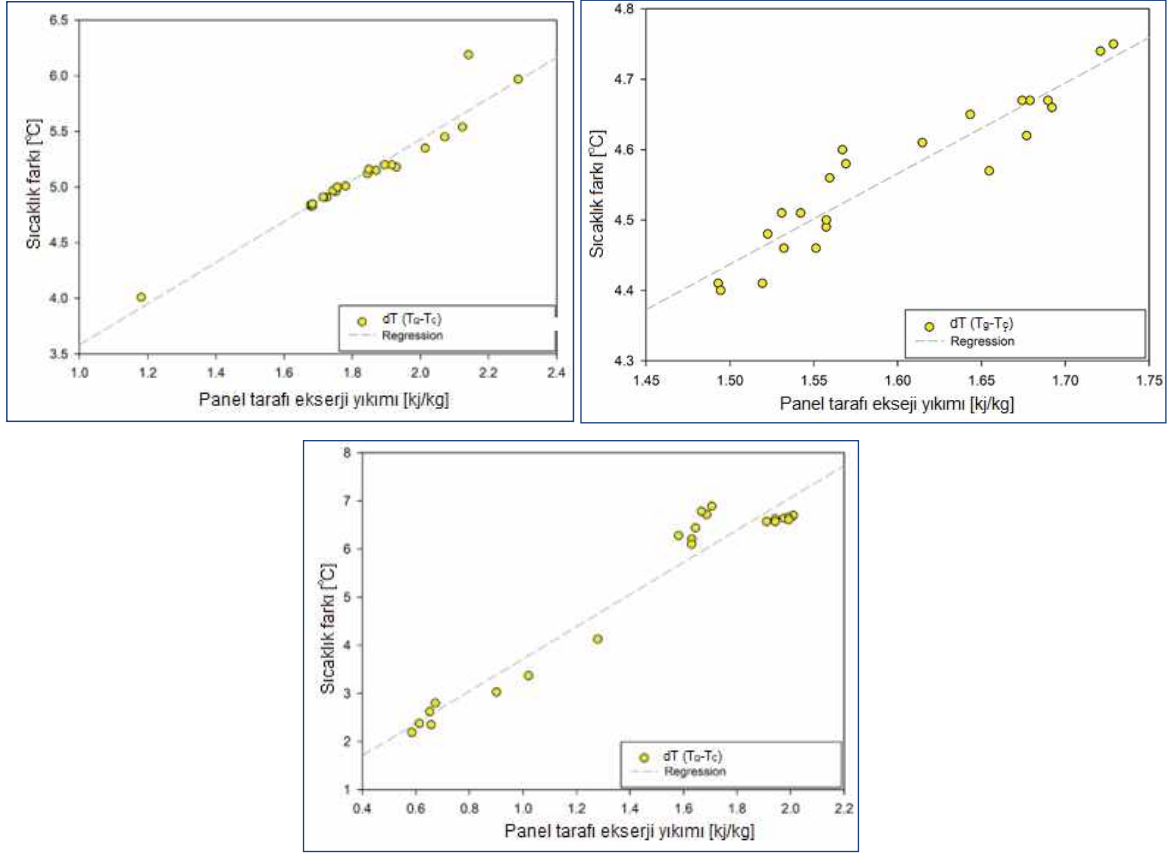
(b)



(c)

Şekil 8. Toprak hattı ekserji yikımı regresyon analizi (a) duvar ısıtma, (b) tavan ısıtma ve (c) tüm panel ısıtma





Şekil 9. Panel hattı ekserji yıkımı regresyon analizi (a) duvar ısıtma, (b) tavan ısıtma ve (c) tüm panel ısıtma

Isı pompası grubu üzerindeki ekipmanlar (pompa, akümülyasyon tankı), toprak ve panel hattı ekserji kayıpları duvar, tavan ve tüm panel ısıtma durumlarının karşılaştırılması olarak Şekil 7’te gösterilmektedir. Şekil 7 incelendiğinde akümülyasyon tankındaki ekserji kayıplarının bütün durumlar için oldukça düşük olduğu görülmüştür. Bu da akümülyasyon tankının iyi bir yalıtıma sahip olduğunu göstermektedir. Beklenildiği gibi en büyük ekserji kayıpları test odası tarafında ortalama 1,4 ile 1,82 kJ/kg olarak gerçekleşmiştir. Duvar tarafında ekserji yıkımının yüksek olması deneylerin gerçekleştiği günün dış ortam hava sıcaklığının diğer günlere nazaran daha düşük olması ve bunun test odasından olan kayıpları artırılması olarak düşünülmektedir. Toprak hattı ve ısı pompası içindeki kompresör ekserji kayıpları da ihmal edilecek kadar düşük çıkmıştır.

Şekil 7 ve Şekil 8’de toprak ve panel tarafında gün boyunca sıcaklık farklarının regresyon analizleri duvar, tavan ve tüm paneller için gösterilmiştir. Şekil 7 toprak hattı için duvar ve tavan regresyon

modeli belirleme katsayısı olan  $R^2$  sırasıyla 0,92 ve 0,95 olarak hesaplanmış, tüm panel ısıtma durumunda 0,84 olarak bulunmuştur. Tüm panel ısıtma durumunda test odasına sağlanan su sıcaklık dalgalanmalarının yüksek olmasının buradaki hata oranını artırdığı düşünülmektedir. Benzer olarak Şekil 8’de panel hattı belirleme katsayısı duvar ısıtma durumunda yine 0,92 olarak hesaplanırken tavan ısıtma durumunda 0,88 tüm panel ısıtma durumunda 0,94 olarak bulunmuştur.

## 5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışma, radyant ısıtma ve soğutma (RIS) sistemlerinin enerji ve ekserji performansını değerlendirmek amacıyla Yıldız Teknik Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Uygulama ve Araştırma Merkezi’nde gerçekleştirilen deneylerin sonuçlarını sunmaktadır. RIS sistemlerinin enerji verimliliği ve ısı konfor açısından avantajları göz önüne alındığında, bu çalışmanın önemi açıktır. Deneylerimiz, 12-14 Aralık 2022 tarihleri arasında farklı panel konfigürasyonları (duvar ısıtma, tavan ısıtma, tüm panel

ısıtma) üzerinde yürütülmüştür. Elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

- Enerji ve ekserji sonuçları, farklı panel konfigürasyonlarının performansını karşılaştırmak için kullanılmıştır. Duvar ısıtma durumunda ısı pompasından test odasına aktarılan ortalama  $132 \text{ W/m}^2$  ısı akısı tespit edilmiştir. Tavan ve tüm panel ısıtma durumlarında bu oran sırasıyla  $95 \text{ W/m}^2$  ve  $110 \text{ W/m}^2$  olarak ölçülmüştür. Bu sonuçlar, yüksek ısı akısının ekserji yıkımını artırabileceğini ve enerji tüketimini etkileyebileceğini göstermektedir.
- Ayrıca, toprak ve panel hattına giden ve dönen suyun sıcaklık farkları incelenmiştir. Bu farklar, farklı panel konfigürasyonlarında değişiklik göstermiştir. Duvar ve tavan ısıtma durumlarında ısı pompasının, ASHRAE 55 konfor standardına uygun sıcaklıklara ulaşmada yetersiz olduğu görülmüştür.
- Ekserji kayıpları, enerji tasarrufu ve sistem verimliliği açısından önemli bir faktördür. Bu çalışmada, akümülayon tankındaki ekserji kayıplarının düşük olduğu ve en büyük kayıpların test odasında gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar, yalıtımın ve dış ortam hava sıcaklığının enerji verimliliğine etkisini ortaya çıkarmıştır.
- Son olarak, regresyon analizleri, sıcaklık farklarını incelemiş ve belirleme katsayıları hesaplanmıştır. Bu analizler, su sıcaklık dalgalanmalarının hata oranını artırabileceğini göstermektedir.

Bu çalışmanın sonuçları, radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin enerji tasarrufu ve ısıl konfor açısından önemli bir alternatif olabileceğini göstermektedir. Ayrıca, farklı panel konfigürasyonlarının performansının dikkatlice değerlendirilmesi gerektiğini vurgulamaktadır. Gelecekteki çalışmalarda, bu sistemlerin daha geniş ölçekte uygulanabilirliği ve enerji tasarrufu potansiyeli daha fazla incelenmelidir.

## KAYNAKLAR

- [1] U. Nations, World Population Prospects 2019, Population Division, 2019.
- [2] Türkiye National Energy Pla 2022, n.d., [https://enerji.gov.tr/Media/Dizin/EIGM/tr/Raporlar/TUEP/Türkiye\\_National\\_Energy\\_Plan.pdf](https://enerji.gov.tr/Media/Dizin/EIGM/tr/Raporlar/TUEP/Türkiye_National_Energy_Plan.pdf) (accessed October 17, 2023).

- [3] Danish, M. S. S., Senjyu, T., Ibrahimi, A. M., Ahmadi, M., Howlader, A. M., A Managed Framework for Energy-Efficient Building, *Journal of Building Engineering*, 21, 120-128, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2018.10.013>.
- [4] Kayaci, N., Energy and Exergy Analysis and Thermo-Economic Optimization of the Ground Source Heat Pump Integrated With Radiant Wall Panel and Fan-Coil Unit With Floor Heating or Radiator, *Renew Energy*, 160, 333-349, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.06.150>.
- [5] Kayaci, N., Demir, H., Comparative Performance Analysis of Building Foundation Ground Heat Exchanger, *Geothermics*, 83, 2020. 101710. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2019.101710>.
- [6] Dogan, A., Kayaci, N., Demir, H., Sevindir, M. K., An Experimental Comparison of Radiant Wall and Ceiling Cooling System Integrated with Ground Source Heat Pump and Direct Expansion Fan Coil System in a Highly Glazed Office Room, *Energy Build*, 273, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2022.112412>.
- [7] Kayaci, N., Demir, H., Kanbur, B. B., Atayilmaz, Ş. O., Agra, O., Acet, R. C., Gemici, Z., Experimental and Numerical Investigation of Ground Heat Exchangers in the Building Foundation, *Energy Convers Manag*. 188, 2019. 162-176. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.032>.
- [8] Arghand, T., Javed, S., Trüschel, A., Dalenback, J. O., Control Methods for a Direct-Ground Cooling System: An Experimental Study on Office Cooling With Ground-Coupled Ceiling Cooling Panels, *Energy Build*, 197, 2019. 47-56. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.05.049>.
- [9] Sarbu, I., Sebarchievici, C., General Review of Ground-Source Heat Pump Systems for Heating and Cooling of Buildings, *Energy Build*, 70, 2014. 441-454. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.11.068>.
- [10] Akbulut, U., Utlu, Z., Kincay, O., Exergy, Exergoenvironmental and Exergoeconomic Evaluation of a Heat Pump- Integrated Wall Heating System, *Energy*. 107, 2016. 502-522. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.050>.
- [11] Kilkis, B., Exergy Metrication of Radiant Panel Heating and Cooling With Heat Pumps, in: *Energy Convers Manag*, pp. 218-224, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.01.043>.

- [12] Menberg, K., Heo, Y., Choi, W., Ooka, R., Choudhary, R., Shukuya, M., Exergy Analysis of a Hybrid Ground-Source Heat Pump System, *Appl Energy*, 204, 31-46, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.06.076>.
- [13] Hepbasli, A., Akdemir, O., Energy and Exergy Analysis of a Ground Source (Geothermal) Heat Pump System, *Energy Convers Manag.* 45, 737-753, 2004. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00185-7](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00185-7).
- [14] Ally, M. R., Munk, J. D., Baxter, V. D., Gehl, A. C., Exergy Analysis and Operational Efficiency of a Horizontal Ground- Source Heat Pump System Operated in a Low-Energy Test House Under Simulated Occupancy Conditions, in: *International Journal of Refrigeration*, pp. 1092-1103, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.jjrefrig.2012.01.013>.
- [15] Doğan, A., Kayacı, N., Demir, H., Sevindir, M. K., Experimental Investigation of Thermal Comfort Performance of a Radiant Wall and Ceiling Panel System, *Journal of Thermal Engineering*, 8, 551-561, 2022.
- [16] Kayaci, N., Demir, H., Long Time Performance Analysis of Ground Source Heat Pump for Space Heating and Cooling Applications Based on Thermo-Economic Optimization Criteria, *Energy Build.* 163 (2018) 121-139. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.12.034>.
- [17] ASHRAE Handbook—Fundamentals, T. Circle Atlanta, 2013.

# Soğutma Sistemlerinin Enerji Verimliliği Açısından İncelenmesi

## Servet Giray HACİPAŞAOĞLU

Ars. Gör.  
Kocaeli Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makina Mühendisliği  
Kocaeli  
girayservet@gmail.com  
orcid: 0000-0001-6698-3562

## İlhan Tekin ÖZTÜRK

Prof. Dr.  
Kocaeli Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makina Mühendisliği  
Kocaeli  
ilhan@kocaeli.edu.tr  
0000-0003-2377-6429

## ÖZ

Küresel ısınma etkilerinin artışı ile artan ortalama dış sıcaklıklardan dolayı soğutma sistemlerinin kondenser sıcaklıkları her geçen yıl daha da artarak zorunda kalmaktadır. (Örneğin, şu an 45 °C iken gelecek yıllarda en az 50 °C olacaktır.) Bunun sonucu soğutma sistemlerinin elektrik enerjisi tüketimi daha da artacaktır. Bu yüzden soğutma sistemlerinde bu durumları da göz önünde bulundurarak daha performanslı soğutma sistemleri tasarlanmak ve soğutucu akışkanlar kullanılmak zorundadır. Bu çalışmada bu kapsamda soğutma sistemlerindeki gelişmeler ve soğutucu akışkanların durumları değerlendirilecek ve soğutma çevrimlerinde performans artışı sağlamak için uygulanabilecek yenilikler hakkında detaylı bilgi verilecektir.

## Anahtar Kelimeler

Soğutma Çevrimi, Soğutucu Akışkan, Performans Katsayısı.

# Investigation of Refrigeration Systems in Terms of Energy Efficiency

## ABSTRACT

With the escalation of the impacts of global warming, the rising average ambient temperatures necessitate a progressive increase in condenser temperatures within refrigeration systems each passing year. (For instance, while currently at 45 °C, it is projected to reach at least 50 °C in the upcoming years.) Consequently, the electricity consumption of refrigeration systems will experience further augmentation. Hence, considering these factors, it becomes imperative more efficient refrigeration systems and employ refrigerants that are mindful of these circumstances. This study will comprehensively examine advancements in refrigeration systems and the conditions of refrigerants within the scope outlined. Additionally, detailed information will be provided regarding innovations that can be implemented to enhance performance in refrigeration cycles.

## Keywords

Refrigeration Cycle, Refrigerant, Coefficient of Performance.

Geliş Tarihi : 29.09.2023  
Kabul Tarihi : 17.04.2024

## 1. GİRİŞ

Soğutma çevrimlerinin performansının artırılması konusunda literatürde birçok çalışma mevcuttur. Yeni soğutma çevrimlerinin modellenmesinden farklı çevreci soğutucu akışkanların kullanılmasına kadar birçok kapsamda çalışmalar yapılmaktadır. Evaporatör sıcaklığının  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu durumlar için yapılan çalışmalar incelendiğinde soğutma çevriminde ejektör kullanılmasının ve soğutucu akışkana nanopartikül ilavesinin çevrimin performans katsayısını (COP) artırdığı belirlenmiştir. Soğutma sisteminin performansı, soğutucu akışkanın termodinamik özellikleriyle doğrudan ilişkilidir. Soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinin iyileştirilmesi, sistem performansını artırabilir. Ayrıca, buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinin performansı, ejektör uygulaması, uygun soğutucu seçimi, işletme koşullarının optimizasyonu, atık enerji geri kazanımı ve çevrimde yapılabilecek farklı konfigürasyonlarla iyileştirilebilir [1, 2, 3].

## 2. SOĞUTMA SİSTEMİ İÇİN UYGUN ÇEVİRİM BELİRLENMESİ

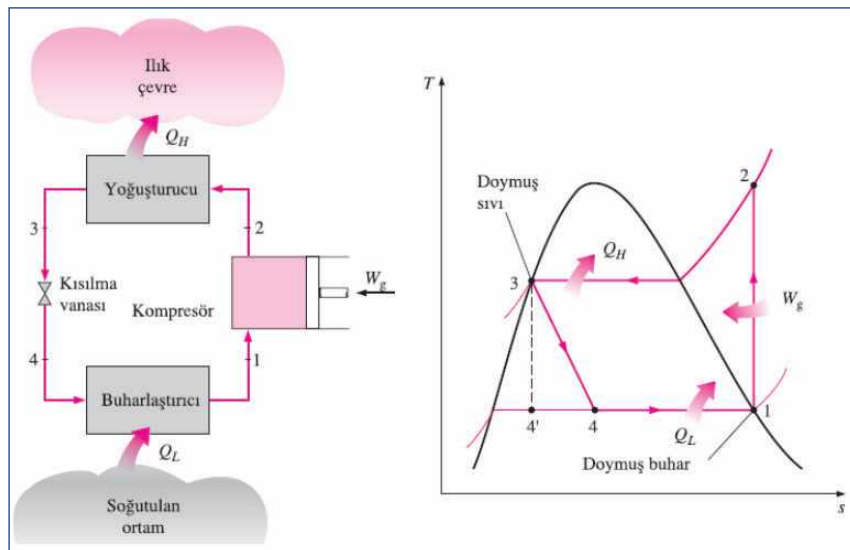
Çalışılmak istenen soğutma sıcaklığı belirlendikten sonra buna uygun çevrim belirlenmesi noktasında performansı en yüksek çevrimin tespiti önemlidir. Soğutma sistemleri için örnek evaporatör sıcaklıkları verilecek olursa; klima sistemleri ve meşrubat dolapları ( $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), iki farklı sıcaklığa soğutma yapılması gereken ev tipi buzdolapları ( $-5$

$^{\circ}\text{C}$ ,  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), derin soğutma ihtiyacı olan kaskad sistemler ( $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) veya doğal gaz sıvılaştırılmasında kullanılan sistemlerde ( $-170\text{ }^{\circ}\text{C}$ )'dir.

### 2.1. Tek Kademeli Soğutma Çevrimi

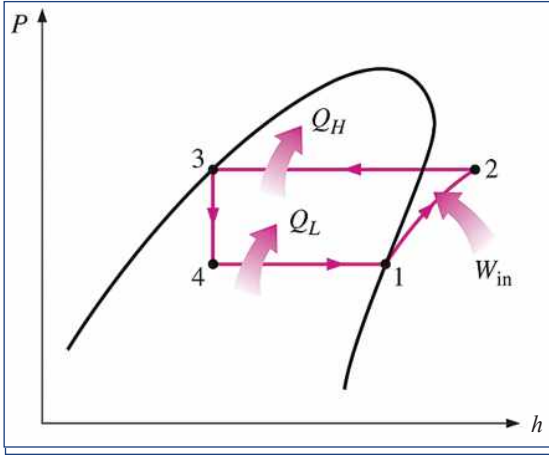
Klima sistemleri iç mekanlardaki havayı soğutmak ve nemini almak için tasarlanmıştır. Bunlar, hava şartlandırma uygulamaları için en yaygın soğutma çevrimi olan buhar sıkıştırma soğutma çevrimini kullanır. Çevrim, dört ana bileşenden oluşur: kompresör, kondenser, genleşme valfi ve evaporatör. İşlem, soğutucu akışkanın basıncını ve sıcaklığını yükselten kompresörle başlar. Yüksek basınçlı soğutucu akışkan daha sonra kondensere girer, burada çevre ortama ısı atar ve yüksek basınçlı bir sıvıya (yoğuşarak) dönüşür. Sıvı haldeki soğutucu akışkan genleşme valfinden geçer, bu da basıncını ve sıcaklığını düşürür. Sonuç olarak, çevredeki havadan ısıyı absorbe ederek düşük basınçlı bir akışkan halinde buharlaşır. Soğutulmuş hava daha sonra tekrar odaya dağıtılırken, soğutucu akışkan tekrar çevrimi başlatmak için kompresöre döner [4].

Ev tipi buzdolaplarında soğutma çevrimi, içecek buzdolaplarıyla ve klima sistemleri ile benzer şekilde çalışır. Soğutucu akışkan evaporatörde buharlaşarak, gıda maddeleri ve diğer içeriklerden ısıyı absorbe ederek onların soğumasını sağlar. Daha sonra kompresör, soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığını yükseltir. Kondenserde soğutucu akışkan sıvı hâline yoğunlaşır ve buzdolabının ar-



Şekil 1. Buhar sıkıştırma tek kademeli teorik soğutma çevrim şeması ve T-s diyagramı [5]

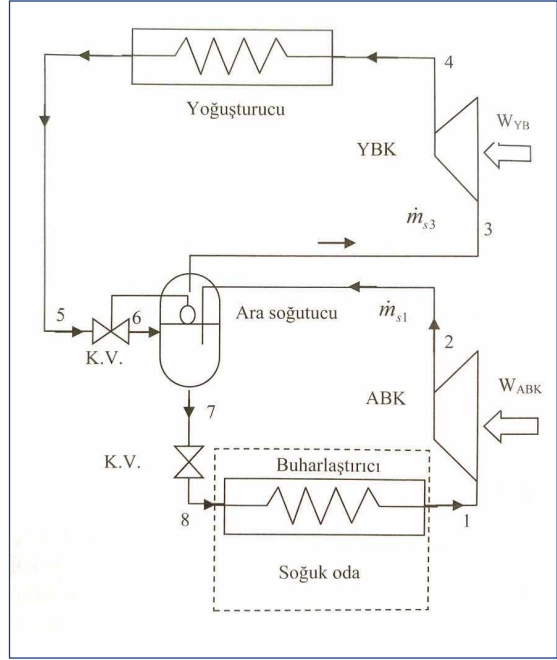
kasında veya altında bulunan bu kondenser aracılığıyla çevreye ısı atar. Genleşme valfi, sıvı soğutucu akışkanın basıncını ve sıcaklığını düşürerek buharlaşmasını sağlar, böylece buzdolabının içinde istenen düşük sıcaklığı korur [4]. Tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrim şeması ve T-s diyagramı Şekil 1'de, P-h diyagramı da Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2. Buhar sıkıştırma tek kademeli teorik soğutma çevriminin P-h diyagramı [5]

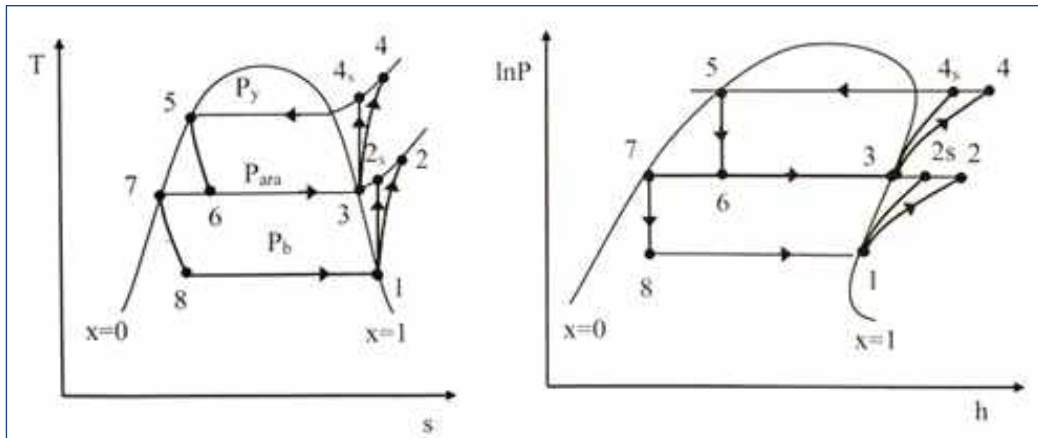
## 2.2. Çift Kademeli Ara Soğutmalı Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

Bu kısımda sıkıştırma oranı 9 ve 20 arası için çift kademeli ara soğutmalı buhar sıkıştırma çevrimlerinin kullanılması önerilmektedir. Çift kademeli ara soğutmalı soğutma çevrimi, endüstriyel ve ticari uygulamalarda tek kademeli çevrimlerle elde edilebilecek olandan daha düşük sıcaklıklar elde



Şekil 3. Çift kademeli ara soğutmalı buhar sıkıştırma soğutma çevriminin şeması [4]

etmek için kullanılan bir soğutma çevrimi türüdür. Çift kademeli ara soğutmalı soğutma çevriminin tek kademeli çevrime göre bazı avantajları mevcuttur; daha az iş sarf edilerek sıkıştırma yapılır, mekanik kompresör verimi daha yüksektir, mekanik kompresör çıkış sıcaklığı daha düşüktür. Çevrimde ara soğutucu bir ısı değiştirgeci gibi işlev görür. Alçak basınç kompresörünün çıkıştaki kızılgını alarak doymuş buhar halindeki soğutucu akışkanı yüksek basınçli kompresöre yönlendirir. Ara soğutucunun kondenser ve evaporatör basınçlarının



Şekil 4. Çift kademeli ara soğutmalı buhar sıkıştırma soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları [4]

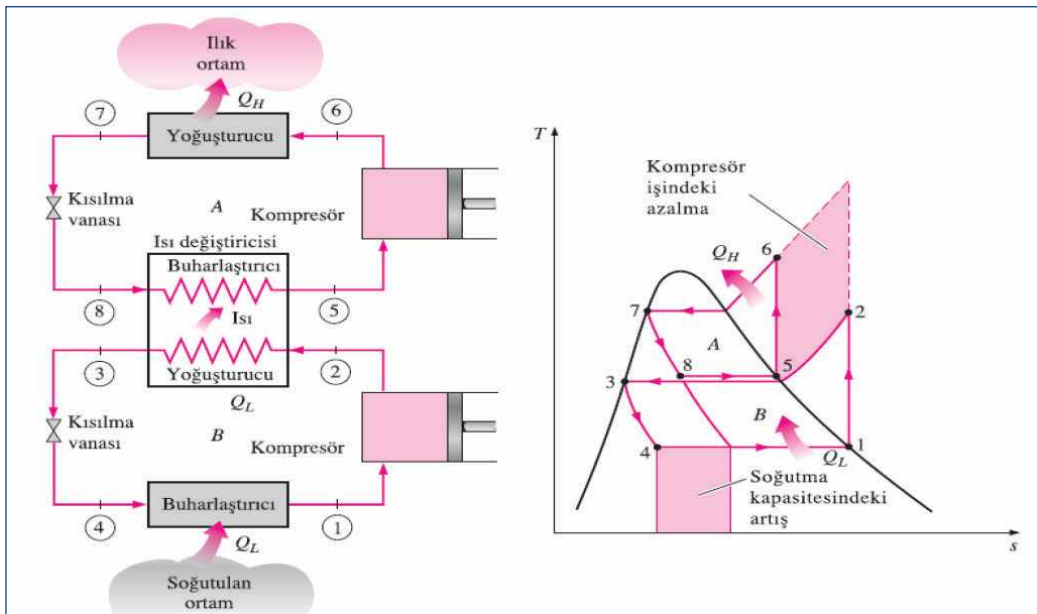
arasında bir basınç değerinde olmalıdır [4]. Şekil 3'te çift kademeli ara soğutmalı buhar sıkıştırma- lı soğutma çevriminin şeması ve Şekil 4'te T-s ve lnP-h diyagramları verilmiştir.

### 2.3. Kaskad Soğutma Çevrimi

Özel endüstriyel uygulamalar veya laboratuvar çalışmalarında, düşük sıcaklıklarda soğutma gerekmektedir. Bu tür uygulamalarda, tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma sistemleri kullanıldığında, kondenser basıncı çok yüksek ve evaporatör basıncı çok düşük olur. Sıkıştırma oranı 20 ve üzerinde ise bu durumda, tek bir soğutucu akışkanın katılma sıcaklığına yaklaşılabılır. Bu ve benzer sorunları çözmek için, düşük sıcaklık gerektiren uygulamalarda farklı iki veya daha fazla soğutucu akışkan kullanılır. İki farklı tek kademeli soğutma sistemi birbirine bağlanır, böylece yüksek kademede sistemin evaporatörü, düşük kademede sistemin yoğuşturucu ortamı olarak kullanılır. Tek kademe soğutma sistemleri, bazı endüstriyel uygulamalarda çok düşük sıcaklıkları ( $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  /  $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) sağlamak için uygun bir çözüm olmayabilir. Bu nedenle, kaskad soğutma sistemleri, ısı kaynağı ve ısı kuyusu arasında geniş sıcaklık aralıklarında kullanılır [4]. Şekil 5'te kaskad soğutma çevriminin şeması ve T-s diyagramı verilmiştir.

Adebayo ve diğ. [6] karbondioksit ( $\text{CO}_2$ ) ile eşleştirilmiş farklı soğutucu akışkanlar kullanan kaskad

bir soğutma sisteminin termodinamik performansı için teorik bir karşılaştırmalı analiz sunmaktadır. (düşük sıcaklık çevrimi) LTC'de  $\text{CO}_2$  kullanırken, (yüksek sıcaklık çevrimi) HTC'de HFE7000, HFE7100,  $\text{NH}_3$  ve R134a soğutucu akışkanları kullanılır. HFE7000'nin, kaskad soğutma sistemi için COP, ekserji verimliliği ve (toplam eşdeğer ısınma etkisi) TEWI sonuçlarına göre gelecek vaat eden bir soğutucu olduğunu belirlemişlerdir. Bellos ve Tzivanidis [7] farklı kaskad soğutma sistemlerini; farklı soğutucu akışkanlar ile düşük sıcaklık çevriminde  $\text{CO}_2$  kullanıldığı durum için karşılaştırmışlardır.  $\text{CO}_2/\text{CO}_2$  kaskad sistemi dahil olmak üzere toplam 18 farklı kaskad soğutma sistemini incelemişlerdir. Enerji ve TEWI kriterlerine göre doğal soğutucu akışkanların ( $\text{NH}_3$ , R290, R600, R600a ve R1270) en uygun seçim gibi olduğunu belirtmişlerdir. Yılmaz ve Selbaş [8], soğutma ve ısıtma uygulamaları için kaskad soğutma sisteminin (CCS) karşılaştırmalı termodinamik performans analizi sunmakta ve farklı soğutucu akışkan çiftleri için karşılaştırmaktadır. LTC'de çalışma akışkanı olarak  $\text{CO}_2$  kullanılırken, HTC'de HFE 7000, R134a, R152a, R32, R1234yf ve R365mfc çalışma akışkanları kullanılmıştır. Termodinamik analizler tamamlandıktan sonra  $\text{CO}_2$ -HFE7000,  $\text{CO}_2$ -R134a,  $\text{CO}_2$ -R152a,  $\text{CO}_2$ -R32,  $\text{CO}_2$ -R1234yf ve  $\text{CO}_2$ -365mfc için CCS'nin COP (soğutma için COP) değeri sırasıyla, 1,802, 1,806, 1,826, 1,769, 1,777 ve 1,835 olarak elde edilmiştir. Chen ve diğ.

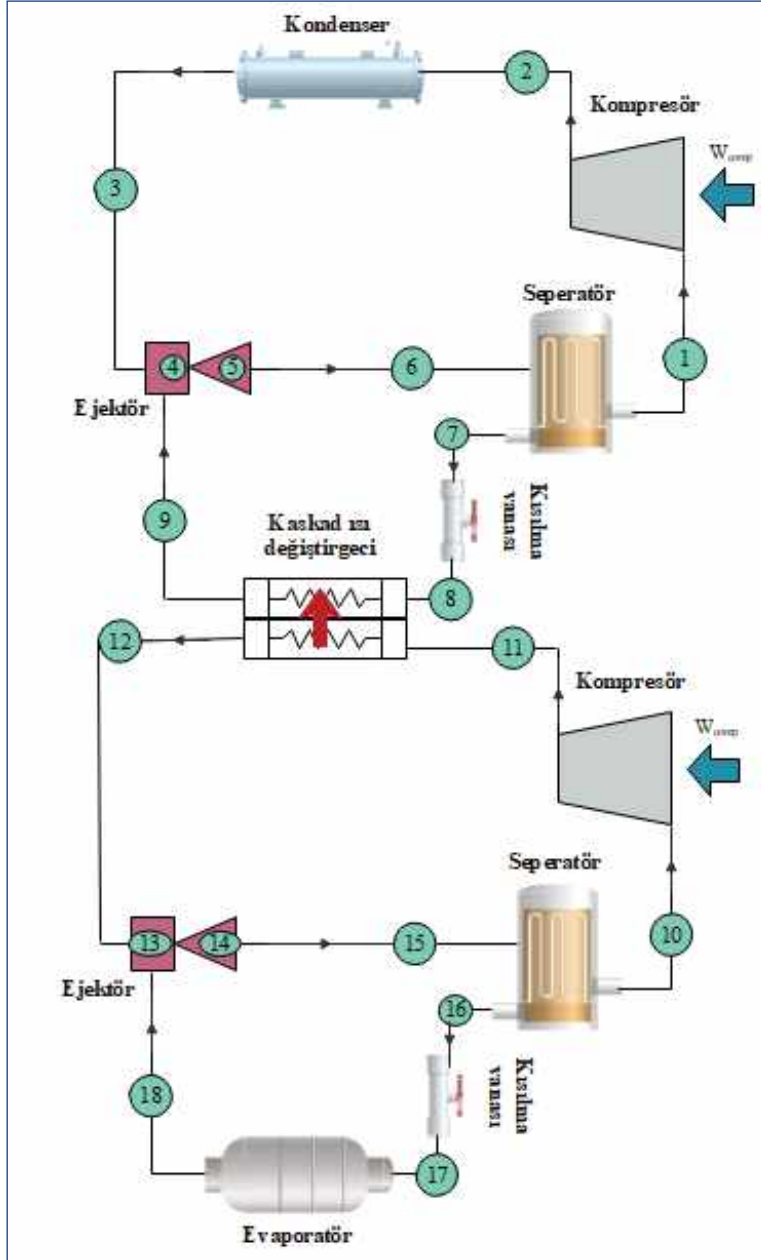


Şekil 5. Kaskad soğutma çevrim şeması ve T-s diyagramı [5]

[9], kaskad mekanik sıkıştırımlı ejektörlü soğutma çevriminde alt çevrim olarak, elektrikle tahrik edilen karbon dioksit ( $\text{CO}_2$ ) kritik altı mekanik sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve üst çevrim olarak ısı tahrikli ejektörlü soğutma çevrimi kullanmışlardır. Ejektör soğutma çevrimi için çalışma akışkanları olarak R245ca, R600 ve R601b kullanmışlar. COP'deki artış için maksimum değerlerin R245ca, R600 ve R601b için sırasıyla %0,95, %1,33 ve %1,16 olduğunu ifade etmişlerdir.

Udroui ve diğ., [10] çalışmasında önerilen ejektörlü kaskad soğutma çevrimi Şekil 6'da verilmiştir.

Udroui ve diğ., [10], ultra-düşük sıcaklıkta soğutma için ejektörün çift kademeli çevrimlere uygulanmasını incelemişlerdir. Çalışmada, ejektörün davranışını, tek kademede veya her iki kademede birden uygulandığında değerlendirmişlerdir. Sonuçlar, ejektörün hem yüksek sıcaklık kademesinde hem de düşük sıcaklık kademesinde yer aldığına, çevrimde iyileştirmelere yol açan bir bileşen olduğunu göstermektedir. Elde edilen sonuçlara dayanarak, standart iki kademeli çevrimden %21 daha yüksek bir performans katsayısına ulaşan çift kademeli bir ejektör çevrimi önermişlerdir.



Şekil 6. Ejektörlü kaskad soğutma çevrim şeması [10]



Kumar ve diğ. [11], ısı tahrikli bir buhar ejektörlü soğutma çevrimi ile bir hibrit transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimini araştırmışlardır. Buhar ejektörlü soğutma sistemi, transkritik buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde CO<sub>2</sub> sıkıştırması tarafından üretilen ısıdan güç almaktadır. R32 kullanılması önerilen hibrit sistemin, sistem performansını %10 ile %50 oranında iyileştirdiğini belirtmişlerdir. Li ve diğ. [12], yüksek sıcaklık çevriminde bir ejektörlü modifiye edilmiş kaskad bir soğutma sistemi üzerinde deneysel bir çalışmanın sonuçlarını sunmuşlardır. Bu araştırma, ultra düşük sıcaklıklı dik dondurucularda kullanılan ejektör genleşmeli soğutma teknolojilerinin ilerlemesinin yolunu açmaktadır. Sonuçlar, prototip için toplam enerji tüketiminin, 25 °C'deki temel dondurucudan %4,77 daha az olan 11,58 kWh olduğunu göstermiştir. Megdoli ve diğ. [13], gaz soğutucunun atık ısısının bir ejektörlü soğutma çevrimine güç sağlamak için kullanılabilir bir serbest enerji kaynağı olduğu yeni bir CO<sub>2</sub> ejektörlü kademeli soğutma çevrimi sunmuşlardır. Verilen çalışma koşulları altında ve optimum gaz soğutucu basıncında, aynı soğutma kapasitesi için geleneksel kademeli çevrime göre maksimum COP ve ikinci yasa verimliliğindeki artışlar sırasıyla %37 ve %12'ye yaklaştığını ifade etmişlerdir. Yan ve diğ. [14] çalışma akışkanı olarak R134a'yı kullanan bir kombine ejektör buhar sıkıştırma çevrimini incelemişlerdir. Test bulguları, çevrimin buhar sıkıştırılmalı alt çevriminden daha yüksek bir COP'ye sahip olduğunu göstermektedir; bu sistem, belirli çalışma koşulları altında, nispeten yüksek bir COP'ye (%15,9-21,0) sahiptir. Yari ve diğ. [15], çevrim performansını iyileştirmek için dahili bir ısı eşanjörü ve ara soğutucu içeren ejektör genleşmeli transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevriminin yeni bir konfigürasyonunu önermişlerdir. Simülasyon sonuçları, geleneksel transkritik CO<sub>2</sub> çevrimi ve ejektör genleşmeli transkritik CO<sub>2</sub> çevrimi ile karşılaştırıldığında, yeni çevrimin COP ve ikinci kanun veriminin, evaporatör sıcaklığının 10 °C, gaz soğutucusu çıkış sıcaklığı 40°C ve gaz soğutucusu basıncının optimum basınç olduğu çalışma koşulları altında sırasıyla yaklaşık %55,5 ve %26 arttığını göstermektedir. Yari ve diğ. [16] iki yeni CO<sub>2</sub> kaskad soğutma çevrimi önermişlerdir. İlki, üst çevrim bir ejektör genleşmeli transkritik çevrimdir ve alt çevrim bir kritik altı CO<sub>2</sub> çevrimidir. İkinci önerilen çevrimde; ilk çevrime ilave olarak üst çevrimde gaz soğutucuya bir rankine çevrimi ilave edilmiştir. Sırasıyla önerilen çev-

rimlerin (yeni ejektör-genleşmeli kaskad soğutma çevrimleri), ejektörsüz geleneksel kaskad soğutma çevrimine kıyasla %10,8-17,2 ve %18-31,5 COP artışlarına sahip olduğunu belirtmişlerdir.

### 3. SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN UYGUN AKIŞKAN BELİRLENMESİ

Bir soğutma çevrimi için soğutucu akışkan, istenen soğutma sıcaklığı, istenen termodinamik özellikler, işletme koşullarında kimyasal stabilite, kabul edilebilir yanıcılık, düşük toksisite, soğutma sistem bileşen malzemeleri ve kompresör yağlarıyla uyumluluk, makul maliyet ve erişilebilirlik gibi faktörlere göre seçilir. Ayrıca, bir soğutucu akışkanın ozon delme potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) gibi çevresel faktörler de seçiminde önemli bir rol oynar. Soğutucuların kimyasal gruplarına dayalı olarak sınıflandırılması, ASHRAE standartları tarafından sağlanmıştır [17]. Soğutucular genel olarak halojenkarbonlar, hidrokarbonlar (HC), organik ve inorganik bileşikler olarak sınıflandırılır. Halojenkarbonlar (karbon ve hidrojen elementlerine ek olarak flor veya klor elementi içerenler), kloroflorokarbonlar (CFC'ler), hidrokloroflorokarbonlar (HCFC'ler), hidroflorekarbonlar (HFC'ler) ve hidrofloreolefinler (HFO'ler) gibi alt sınıflara ayrılır. Küresel ısınma etkilerinin artışıyla birlikte, ortalama dış sıcaklıkların yükselmesi soğutma sistemlerinin kondenser sıcaklıklarını her yıl daha fazla arttırmak zorunda bırakmaktadır. Bu durum, soğutma sistemlerinin elektrik enerjisi tüketimini daha da artıracaktır. Bu nedenle, soğutma sistemleri, bu etkileri göz önünde bulundurarak daha etkili soğutucu akışkanlar kullanılmalıdır [18]. Endüstride yaygın olarak kullanılan bazı yaygın soğutucular Tablo 1'de yukarıda açıklanan sınıflandırmayla birlikte listelenmiştir.

En yaygın kullanılan soğutucu akışkanların kaynama noktaları ve diğer özellikleri Tablo 1'de ve Şekil 7'de atmosfer basıncında verilmiştir, ancak işletme basınçları çoğu uygulamada farklı olacaktır. Bir soğutucu akışkanın normal kaynama noktası, kullanılabilir sıcaklık seviyesinin doğrudan bir göstergesidir.

Şekil 7'deki sıcaklık grafiğinde su, en yüksek kaynama noktasına sahiptir (373,16 K). Ev tipi buzdolabı ve otomobil kliması gibi alanlarda yaygın olarak kullanılan bir etan serisi HFC soğutucu olan

Tablo 1. Soğutucu Akışkanların Özellikleri [19,20, 21, 22, 23, 24, 25, 26 27]

Soğutucu akışkan	Kaynama noktası sıcaklığı* (K)	Kritik sıcaklık (K)	Kritik basınç (bar)	ODP	GWP (100 yıl)
R113 (CFC)	320,73	487,3	34,4	0,9	5200
R11 (CFC)	296,98	471,2	44,1	1	4000
R114 (CFC)	276,94	418,9	32,6	0,7	16600
R12 (CFC)	243,37	385,2	41,2	1	12200
R141b (HCFC)	305,16	483,35	46,4	0,15	440
R123 (HCFC)	301,03	457,15	36,76	0,02	85
R22 (HCFC)	232,40	363,15	49,78	0,05	1480
R245fa (HFC)	288,44	383,4	31,5	0	858
R134a (HFC)	247,00	374,25	40,67	0	1300
R507 (HFC)	226,05	344,05	37,92	0	1400
R125 (HFC)	224,59	339,25	36,2	0	3500
R32 (HFC)	221,44	351,4	58,08	0	675
R23 (HFC)	191,10	298,75	48,37	0	14800
R1234yf (HFO)	244,15	367,85	33,82	0	4
R1243zf (HFO)	247,73	376,93	35,17	0	<1
R1336mzz(Z) (HFO)	306,55	444,45	29	0	2
R1234ze(Z) (HFO)	282,87	423,27	35,3	0	<1
R600 (HC)	272,66	425,12	38	0	20
R290 (HC)	231,07	369,83	42,1	0	3
R170 (HC)	184,35	305,32	48,5	0	5,5
R1150 (HC)	169,44	282,34	50,3	0	4
R50 (HC)	111,66	190,56	45,9	0	28
R718 (IC)	373,16	647,13	219,4	0	0
R717 (IC)	239,83	405,65	113,0	0	0
R744 (IC)	216,55	304,21	73,9	0	1

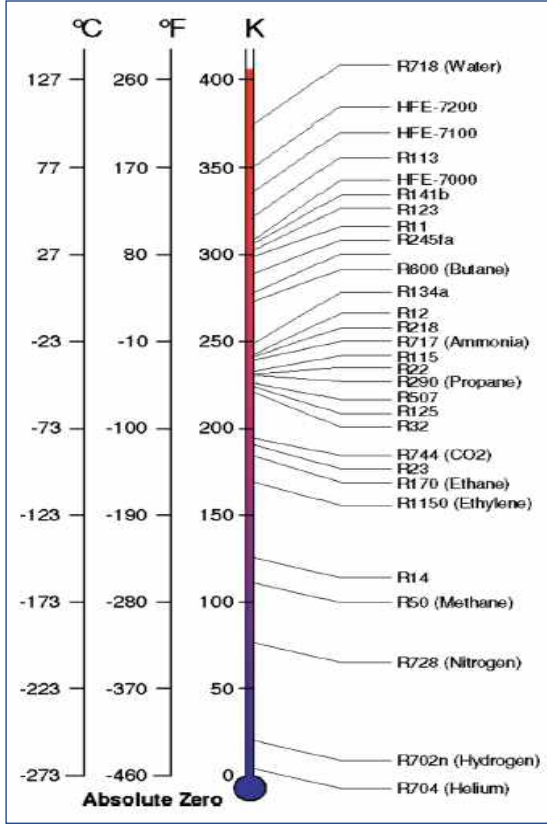
\*1 atm için sıcaklıklar

R134a'nın atmosfer basıncında kaynama noktası 247 K'dir. Bir diğer yaygın olarak kullanılan soğutucu olan amonyağın kaynama noktası ise 239,8 K'dir. Karbondioksit, 194,7 K'da kaynama noktasına sahiptir; bu sıcaklıkta doğrudan sublime olur. Soğutucu R14'ün kaynama noktası 145,2 K'dir. Bu, bir kademeli soğutma çevriminin üçüncü kademesinde veya karışık gaz soğutma çevrimlerinde yaygın olarak kullanılır. Ardından, 111,7 K'da kaynama noktasına sahip metan gelir. Son olarak, düşük sıcaklık aralığı, nitrojen (77,4 K), neon (27,1 K), hidrojen (20,4 K) ve helyum (4,21 K) gibi kriyojenik sıvılar tarafından kaplanır. Metan (111,7 K), etilen (169 K) veya etan (184 K), propan (231 K) ve nitrojen (77,4 K) gibi hidrokarbon karışımları, doğal gazı sıvılaştırmak için karışık soğutucu çevrimlerinde kullanılır. Nitrojen, neon, R14, R23, R125 ve R134a gibi kriyojenik sıvıların karışımı, tek bir kademedeki düşük sıcaklıklara ulaşmak için kullanılan modern karışık gaz soğutma çevrimine dayalı kriyo-soğutucular kullanır [19]. Yeni soğu-

tucular geliştirmeye yönelik mevcut araştırma ve geliştirme çabaları aşağıdakilere odaklanmaktadır [28]; çevresel açıdan doğa dostu olmalarını sağlamak (sıfır ODP ve düşük ömür döngüsü iklim performansı (LCCP)), performansı maksimize etmek (COP) ve düşük maliyetli olmak.

#### 4. EJEKTÖR KULLANIMININ SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN PERFORMANSINA ETKİSİ

Ejektör genişlemesi, genişleme valfi veya kılcal tüpte normal olarak kaybedilen genişleme işinin geri kazanılmasıyla (buhar-sıkıştırma soğutma çevrimi) VRC'nin performansını arttırmanın potansiyel bir yöntemi olarak kabul edilir. Geçtiğimiz yıllarda, birçok araştırmacı, VRC sistemlerinin soğutma, ısı pompası ve klima sistemleri de dahil olmak üzere çeşitli uygulamalardaki performanslarını arttırmak için ejektör genişletme yöntemini uygulamıştır [29, 30, 31, 32, 33]. Bahsedilen ejektör-genleşme



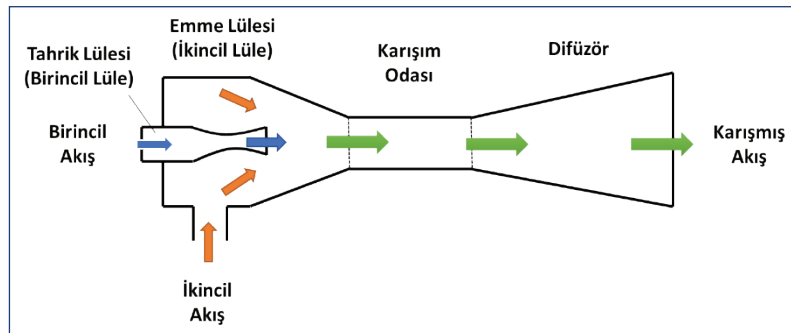
Şekil 7. Bazı soğutucu akışkanlar için Sıcaklık tablosu: atmosferik basınçta kaynama noktası [19]

uygulamaları arasında, ev tipi buzdolabı-dondurucularda olduğu gibi, sistemlerde kısma işleminin neden olduğu genişleme kayıplarının daha büyük geri kazanım potansiyeli nedeniyle çekici bir seçenek olmuştur. Öncelikle ejektör özelinde yapılan çalışmalara göz atmak gerekir. Ejektörler soğutma sistemlerinde kullanılmak üzere, klasik sıkıştırma sistemlerine potansiyel bir alternatif olarak veya daha genel olarak klasik sistemlere yardımcı olmak ve genel performanslarını iyileştirmek için incelenmiştir. Ejektörler, yağlayıcılara ihtiyaç duyma-

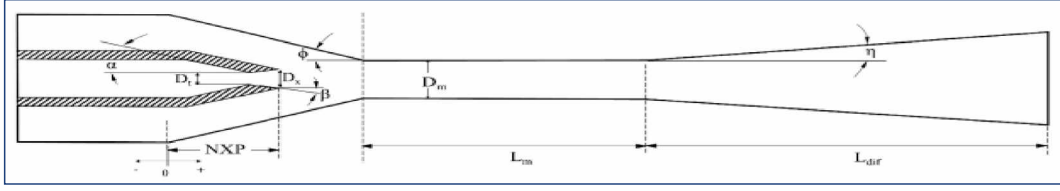
dan hemen hemen her sıvı ile kullanılabilir. Basit hareketsiz bileşenler olduğu için, güvenilir, düşük maliyetli ve neredeyse bakım gerektirmezler [34]. İki fazlı ejektörler için birincil akışkanın (sıvının) ikincil bir buharı tahrik ettiği iki fazlı ejektörlerin genişleme cihazları olarak kullanımında artan bir talep mevcuttur. Isı pompalarında, iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde kısımla kayıplarını azaltır [35].

Bir ejektörden geçen akışkanın diyagramı Şekil 8'de gösterilmektedir. Yüksek basınçlı (itici veya birincil) akışkan, bir nozuldan düşük basınç ve yüksek hıza genişletilir ve düşük basınçlı (emme veya ikincil) akışkan ile karıştırılır. İki akışkanın aynı fazda olması gerekmez. Karışmış akış daha sonra difüzörde yavaşlatılır ve sahip olunan momentum statik basınca dönüştürülür. Bu nedenle ejektörün net etkisi, birincil akışkanın genişmesi ve bununla karıştırılmasıyla sağlanan ikincil akışkanında oluşan basınç artışıdır [36].

Nakagawa ve diğ. [37] deneysel olarak yaptıkları çalışmalar sonucunda en küçük ve en büyük karıştırma kesit alanları arasında sistemde COP'de %10'luk bir fark ortaya çıktığını gözlemlemişlerdir. Hu ve diğ. [38], R410A soğutucu akışkan ile çalışan EERC (ejektör genişletiricili soğutma çevrimi) tipi havalandırma sistemi üzerinde yaptıkları termodinamik analiz sonucunda NXP ve alan oranının sistem performansını önemli ölçüde etkilediğini göstermişlerdir. İki alternatif ejektör geometrisi kavramı vardır. Bunlar sabit basınçta karışım (CPM) ve sabit alanda karışimli ejektör modelleridir (CMA). Bilir ve Ersoy [39], iki fazlı sabit alan ejektörlü buhar sıkıştırma soğutma çevriminin performansını araştırmış ve incelenen alandaki minimum COP iyileşme oranının %10,1, maksimum %22,34 olduğunu bulmuşlardır.



Şekil 8. Bir ejektörün basit şeması



Şekil 9. Ejektör geometrisi parametreleri [34]

Bir ejektörün geometrik özellikleri, türünden bağımsız olarak performans üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Maksimum performans için optimum tasarımı etkilemek üzere yaygın olarak tanımlanan tipik parametreler genellikle sabit alan kesit alanının meme boğaz kesit alanına oranı ( $\Phi$ ) ve meme çıkış pozisyonudur (NXP). Şekil 8'de tanımlandığı gibi sabit alan bölgesinin uzunluğu ( $L_m$ ) ve karıştırma bölmesi ve difüzör açıları (sırasıyla  $\phi$  ve  $\eta$ ) ve ayrıca birincil nozulun oluşturduğu  $\beta$  açısı da dikkate alınmaktadır [34]. Şekil 9'da ejektör geometrisinin parametreleri bir ejektörün basit şemasıyla verilmiştir.

#### 4.1. Ejektör Genleştiricili Soğutma Çevrimi (EGSÇ) Teorik Çalışmalar

Kornhauser [40], EGSÇ performans analizleri sonucunda, standart çevrim üzerinde yapılan iyileştirmelerin kullanılan soğutucu akışkana bağlı olduğunu ve bunların birçoğu için standart COP'un %21 üzerinde bir COP değerinin mümkün olduğunu gösterdi. Bununla birlikte, COP verim iyileştirme oranlarının ejektör bileşenlerinin verimliliğine oldukça duyarlı olduğu ortaya çıkmıştır. Nehdi ve diğ. [41], analizlerini birkaç geleneksel soğutucuyu içeren termodinamik model hususlarına dayandırırken, ejektör tasarımının geometrik parametrelerinin sistemin performansı üzerinde önemli etkileri olduğu sonucuna varmışlardır. Optimum ve belirli çalışma koşulları için R141b ile en iyi performansın elde edildiğini gözlemlemişlerdir. Standart çevrim ile karşılaştırıldığında, EGSÇ'nin COP'si yaklaşık %22'lik bir artış göstermiştir. Sarkar [42], soğutucu akışkanların ve optimize edilmiş ejektör geometrisinin EGSÇ üzerindeki etkilerini analiz etmiştir. Termodinamik analize dayanarak yazar, maksimum COP'yi elde edebilmek için çevrimde amonyak, propan ve izobüten kullanmıştır. Genleşme cihazı olarak ejektörün kullanıldığı bu sistemde evaporatör ve kondenser sıcaklıkları sırası ile  $T_c = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_c = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  ola-

rak alındığında, izobüten maksimum %21,6 COP iyileşmesi ve ardından propan (%17,9) ve amonyak (%11,9) sağlamışlardır.

Bai ve diğ. [43], zeotropik karışım soğutucu ile geliştirilmiş ejektörlü soğutma çevrimi üzerinde deneysel araştırma yürütmüşlerdir ve ejektör çevriminin geleneksel çevrimden %9,6 daha yüksek COP sağlayabildiğini bulmuşlardır. Zhao ve diğ. [44], zeotropik karışımlar kullanılarak bir ejektör soğutma çevriminin performansını teorik olarak değerlendirmişlerdir ve sonuçlar COP iyileşmesinin %10,5'e kadar ulaşabileceğini göstermektedir.

#### 4.2. Çift Fazlı Ejektör Çevrimleri ve Uygulama Örnekleri

Zhou ve diğ. [45], çift nozul ejektör çevriminin, R134a ile ev tipi buzdolabı dondurucuda kullanım amacıyla teorik analizlerini yapmışlardır. Ejektör, genleşme kayıplarının geri kazanılma oranını artırmak için iki nozul ile donatılmıştır. Simülasyonlarda geleneksel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile bu çevrim karşılaştırıldığında %22,9-50,8'lik COP artışı öngörülmüştür. Geleneksel bir EGSÇ ile karşılaştırıldığında ise COP benzer koşullar için %10,5-30,8 daha üstün bulunmuştur. Yazarlar, R600 soğutucu akışkan ile daha yüksek performanslara çıkılabileceğini tahmin etmişlerdir.

Zhu ve diğ. [46], çift nozul çevrimi üzerinde yapılan çalışmalar, aynı yazarlar tarafından yapılmış önceki bir araştırmanın bir uzantısıdır [45]. Çift nozul ile donatılmış ve ejektör entegre edilmiş bir çevrimden oluşur. Çift ejektör prensibi üzerine inşa edilen çevrim farklı sıcaklık seviyelerinde iki ısı kaynağı kullanabilir ve ısı pompası performansını artırabilir. Yazarlar tarafından yapılan ve R410A temelli simülasyonlar, geleneksel ejektörlü buhar sıkıştırma çevrimine göre sırasıyla COP ve hacimsel kapasite aralıkları olarak %4,60-34 ve %7,8-51,9 aralığında yaklaşık performans artışı öngörülmektedir.

Wang ve diğ. [47], çevrim ile ev tipi buzdolabı dondurucusu için çift fazlı ejektör uygulamasının, çevrim performansının artırılması için iyi bir potansiyele sahip olduğunu belirlemişlerdir. Literatürde bulunan çeşitli konfigürasyonlar teorik olarak değerlendirilmiş ve yeni, modifiye edilmiş bir konfigürasyon ile karşılaştırılmıştır. Maksimum COP ve çevrim üzerindeki soğutma kapasite artışları geleneksel buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemiyle karşılaştırıldığında sırasıyla %11,4 ve %22 olduğu belirlenmiştir. Ek olarak, genellikle literatürde önerilen diğer ejektör tabanlı konfigürasyonlardan daha üstün olduğu iddia edilmiştir.

Chen ve diğ. [48], sistem performansını artırmak için (geliştirilmiş buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi) EVRC'de dahili bir ısı eşanjörü ve bir sıvı-buhar ayırıcı kullanılır. EVRC'ye, Lorenz-Meutzer buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine (LVRC) ek olarak sıvı-buhar ayırıcı ve ejektör ilave edilerek sistem geliştirmeleri yapılmıştır. EVRC'nin enerji ve ekserji analizi, sistemin çalışma özelliklerini değerlendirmek için yapılır ve LVRC ve geleneksel buhar sıkıştırma soğutma çevrimi (TVRC) ile karşılaştırılır. Sonuçlar, EVRC'nin aynı çalışma koşulları altında hem TVRC hem de LVRC'ye göre en üst avantajları sağlayabildiğini göstermektedir. TVRC ile karşılaştırıldığında, EVRC'nin performans katsayısını, hacimsel soğutma kapasitesini ve ekserji verimliliğini sırasıyla %13,5, %19,3 ve %13,4 oranında artırabildiği gözlenmiştir.

Cui ve diğ. [49], bilinen (kondenser çıkışı ayırım) COS ejektör çevriminde bir yenilik yaparak (yeni kondenser çıkışı ayırım) NCOS sistemini bulmuşlardır. Bu sistemde, evaporatöre iki fazlı soğutucu akışkan girişinin aşırı basınç düşüşüne neden olduğu ve gereksiz buharın sıkıştırılmasının ejektör performansına olumsuz etkisinin olduğu anlaşılmıştır. Bu zorlukların üstesinden gelmek için, düşük sıcaklıktaki evaporatöre buhar beslemesini en aza indirmek için sisteme bir sıvı-buhar ayırıcı eklenerek modifiye edilmiş bir çevrim önermişlerdir. Yeni çevrimin teorik incelemeleri, geleneksel COS çevrimine kıyasla %7,7 ve %5,5 COP ve hacimsel soğutma kapasitesinde iyileşme olduğunu göstermektedir.

Takleh ve Zara [50], yeni bir ejektör-genleşmeli soğutma çevrimi (EERC) önermişlerdir. Sonuçlar, araştırılan soğutucu akışkanlar arasında R1234ze'nin önerilen sistem için standart EERC'ye

göre %5,7 ve geleneksel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre %15,5 daha yüksek ekserji verimlilik değerlerine sahip olduğunu göstermektedir. Bu sonuçlar, 40 °C kondenser sıcaklığı ve 5°C evaporatör sıcaklığı koşullarında elde edilmiştir.

Chen ve diğ. [51], ev tipi buzdolabı/dondurucu uygulaması için R290/R600a karışım soğutucu akışkan kullanılarak modifiye edilmiş bir ejektörlü çift sıcaklık kullanılan soğutma çevrimi (MERC) sunmuşlardır. Analiz sonuçları, tipik çalışma koşullarında MERC'nin COP ve soğutma kapasitesi değerlerinin temel ejektörlü soğutma çevrimi (BERC)'ye göre sırasıyla %23,1 ve %34,7 arttığını göstermektedir. Ayrıca, MERC'nin her bileşeni, BERC'nin bileşenlerine göre daha düşük seviyede ekserji yıkımı göstermekte olup, ekserji veriminde %22,9 iyileşme sağlanmıştır.

## 5. NANOPARTİKÜL UYGULAMASININ SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN PERFORMANSINA ETKİSİ

Nano-soğutucular, nanometre ölçeğinde katı parçacıkların (1-100 nm) yüksek ısı iletkenliğe sahip soğutucu maddelerle karıştırıldığı nanopartiküllerin yeni bir sınıfı olarak literatürde tanımlanmaktadır [52, 53]. Nanopartiküllerin baz sıvıya kıyasla üstün ısı iletkenlik özelliği nedeniyle toplam ısı geçiş katsayısı, baz sıvıya nanopartiküllerin eklenmesiyle artmaktadır. Isı transferindeki bu artış, sıvı, buhar ve çift faz bölgesinde gerçekleşmektedir. Bu iyileştirmenin derecesi, nanopartiküllerin ve kütle/hacimsel oranlarının özelliklerine bağlıdır [54]. Nanopartiküllerin sıvılar veya gazlara göre daha yüksek yoğunluğa sahip olmaları, eklenen nanopartiküllerin özgül ısılarının soğutucunun özgül ısısından daha yüksek olması ve elde edilen nano-soğutucunun ısı iletkenlik değerine göre ısı iletkenliğinin artması nedeniyle nanopartikül kullanımı sistem performansını artırır. Nano-soğutucunun akışı, nanopartiküllerin yüzeyine etki eden hidrodinamik kuvvet tarafından etkilenir ve nanopartiküllerin gerçek hacmini ölçmek son derece zor olduğu için, çözümün hacim oranı kütle oranından daha önemli bir faktör olarak kabul edilir. Sonuç olarak, nanopartiküllerin mutlak hacmini tahmin etmek zordur ve genellikle dönüşüm formülü kullanılır [55]. Tablo 2'de 25°C için bazı nanopartiküllerin özellikleri verilmiştir.

Nanopartiküller üzerinde birçok sayısal ve deney-

sel çalışma yapılmış olsa da araştırmaların çoğu nano-soğutucuların temel özellikleri ve ısı transfer karakteristiklerine odaklanmaktadır. Nano-soğutucularla soğutma çevrimi performans katsayısının değerlendirilmesine yönelik sınırlı sayıda çalışma

bulunmaktadır, özellikle nanopartikül destekli buhar-sıkıştırılmalı soğutma çevriminin uygulanabilirliği konusunda çok fazla çalışma bulunmamaktadır. Tablo 3'te nano-soğutucu kullanılmış olan çalışmaların literatür özeti verilmiştir.

**Tablo 2. 25 °C için Bazı Nanopartiküllerin Özellikleri [56]**

Nanopartikül	Isı iletim katsayısı (W/m-K)	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Özgül ısı kapasite (kJ/kg-K)
CuO	33	6315	530
ZnO	27,2	5630	494
ZrO <sub>2</sub>	1,85	5560	456
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	40	3900	880
SiO <sub>2</sub>	1,4	2220	692
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	8,4	5240	628
MgO	61,9	3580	921

**Tablo 3. Nano-Soğutucu Kullanılan Sistemlerin Özeti**

Yazarlar	Sistem	Çalışmanın şekli	Soğutucu akışkan	Nanopartikül	Değerlendirme
[57]	Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi	Deneysel	R134a	%0,5 wt Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	%0,5 Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ile COP'de %7,2-8,5 aralığında artış belirlenmiştir.
[58]	Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi	Teorik	R134a ve R152a	%0,01 0,06 wt ZrO <sub>2</sub>	R152a-%0,06 ZrO <sub>2</sub> ile COP'de %33,45 oranında artış belirlenmiştir.
[59]	Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi	Deneysel	R134a	%0–0,7 vol SiO <sub>2</sub>	Nanopartikül ilavesi ile maksimum ve ortalama COP artış oranı sırasıyla, %24 ve %10,5'dir. Optimum nanopartikül oranı %0,05 olarak belirlenmiştir.
[60]	Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi	Deneysel	R134a	%0,01, 0,005 ve 0,001 wt Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	%0,01, %0,005 ve %0,001 wt. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ilavesi ile sırasıyla COP %25,7, %17,46 ve %11,74 oranlarında artmıştır.
[61]	Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi	Deneysel	R134a	%1,6 wt CuO	COP %16,66 oranında artmıştır. Enerji tüketimi %13,79 oranında azalmıştır.
[62]	Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi	Teorik	R141b	%1–4 vol Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Saf R141b ile karşılaştırıldığında COP %15,13 oranında artmıştır.
[63]	Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi	Deneysel	R134a	%0,5 ve 1 vol TiO <sub>2</sub>	%1 ZrO <sub>2</sub> ile COP %21,42 artmıştır.
[64]	Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi	Deneysel	R134a	%0,5 ve 1 wt Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	COP %16,34 oranında artmıştır.
[65]	Yükseltici destekli ejektör genişlemeli buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi	Teorik	R1270	%2 wt CuO	Saf soğutucu ile karşılaştırıldığında COP'de %8,96 artış, toplam ekserji yıkımında %21,23 oranında düşüş gerçekleşmiştir.
[66]	Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi	Teorik	R600a, R134a, R1234yf ve R1233zd(E)	%0,3 wt Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	%0,3 Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ile R1233zd(E) ve R600a kullanımı COP'yi yaklaşık %20, R1233zd(E) + Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ise maksimum ekserji verimini %38,46 oranında artırmıştır.

## 6. SONUÇLAR

Bu çalışma buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sistem tasarımı yapmak isteyen bir uygulayıcı için soğutma çevrimi ve soğutucu akışkan seçme noktasında ve soğutma çevriminin performans katsayısını artırma noktasında neler yapılabileceği ile ilgili bir kaynak oluşturması amacıyla yapılmıştır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi belirlenmesi sırasında; sıkıştırma oranı esas alınarak, literatürde yer alan ve tek kademeli, ara soğutmalı çift kademeli ve kaskad soğutma çevrimlerinin hangi durumlarda tercih edilmesi gerektiği, bununla birlikte bu çevrimler üzerinde ejektör kullanılması durumunda çevrimlerin performans katsayılarının %4,6-50,8 aralıklarında iyileşebildiği belirlenmiştir. Ayrıca belirlenen çevrimin teorik analizlerinin uygulanması sırasında soğutucu akışkan seçimi ve soğutucu akışkana nanopartikül ilavesi çevrimin performansını artırma konusunda önemlidir. İncelenen çalışmalar neticesinde; nanopartikül kullanımının soğutma çevrimlerinin performans katsayısında %7,2-33,45 arasında bir iyileşme sağladığı belirlenmiştir.

Sonuç olarak, uygun seçilen soğutma çevriminde uygun kullanılan soğutucu akışkana ilave olarak, ejektör ve nano partikül ilavesiyle, klasik buhar sıkıştırırmalı çevrime nazaran soğutma tesir katsayısında en az %25 oranında bir artış elde edilebilmektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] Carroll, P., Chesser, M. and Lyons, P. Air Source Heat Pumps Field Studies: A Systematic Literature Review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 134, no. December 2019, p. 110275, 2020, doi: 10.1016/j.rser.2020.110275.
- [2] Li, W., Li, Y. Shi, W., Lu, J., *Energy and Exergy Study on Indirect Evaporative Cooler Used in Exhaust Air Heat Recovery*, *Energy*, vol. 235, p. 121319, 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.121319.
- [3] Liu, B., Guo, X., Xi, X., Sun, J., Zhang, B., Yang, Z., *Thermodynamic Analyses of Ejector Refrigeration Cycle With Zeotropic Mixture*, *Energy*, vol. 263, no. PD, p. 125989, 2023, doi: 10.1016/j.energy.2022.125989.
- [4] Horuz, İ., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö., Yaman-karadeniz, N., Yamankaradeni R., *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları*. Dora Yayınları, Bursa, Ekim 2017.
- [5] Çengel, Y. A., Boles, M. A., Kanoğlu, M. *Thermodynamics an Engineering Approach*. McGraw Hill, NewYork, 2019.
- [6] Adebayo, V., Abid, M., Adedeji, M., Dagbasi, M., Bamisile, O., *Comparative Thermodynamic Performance Analysis of a Cascade Refrigeration System With New Refrigerants Paired With CO<sub>2</sub>*, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 184, no. July 2020, p. 116286, 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116286.
- [7] Bellos, E., Tzivanidis, C., *A Theoretical Comparative Study of CO<sub>2</sub> Cascade Refrigeration Systems*, *Appl. Sci.*, vol. 9, no. 4, 2019, doi: 10.3390/app9040790.
- [8] Yilmaz, F., Selbaş, R. *Comparative Thermodynamic Performance Analysis of a Cascade System for Cooling and Heating Applications*, *Int. J. Green Energy*, vol. 16, no. 9, pp. 674–686, 2019, doi: 10.1080/15435075.2019.1618308.
- [9] Chen, G., Ierin, V., Volovyk, O., Shestopalov, K., *An Improved Cascade Mechanical Compression–Ejector Cooling Cycle*, *Energy*, vol. 170, pp. 459–470, Mar. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.12.107.
- [10] Udroui, C. M., Mota-Babiloni, A., Giménez-Prades, P., Barragán-Cervera, Á., Navarro-Esbrí, J., *Two-Stage Cascade Configurations Based on Ejectors for Ultra-Low Temperature Refrigeration With Natural Refrigerants*, *Int. J. Thermofluids*, vol. 17, Feb. 2023, doi: 10.1016/j.ijft.2023.100287.
- [11] Kumar, V., Karimi, M. N., Kamboj, S. K., *Comparative Analysis of Cascade Refrigeration System Based on Energy and Exergy Using Different Refrigerant Pairs*, *J. Therm. Eng.*, vol. 6, no. 1, pp. 106–116, 2020, doi: 10.18186/Thermal.671652.
- [12] Li, Y., Yu, J., Qin, H., Sheng, Z., Wang, Q., *An Experimental Investigation on a Modified Cascade Refrigeration System with an Ejector*, *Int. J. Refrig.*, vol. 96, pp. 63–69, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.09.015.
- [13] Lee, M. S., Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R., Jeong, H. M., *Optimization of Two-Phase R600a Ejector Geometries Using a Non-Equilibrium CFD Model*, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 109, pp. 272–282, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.078.
- [14] Yan, J., Cai, W., Zhao, L., Li, Y., Lin, C., *Performance Evaluation of a Combined Ejector-Vapor Compression Cycle*, *Renew. Energy*, vol. 55, pp. 331–337, Jul. 2013, doi: 10.1016/j.renene.2012.12.029.

- [15] Yari, M., Sirousazar, M., Cycle Improvements to Ejector-Expansion Transcritical CO<sub>2</sub> Two-Stage Refrigeration Cycle, *Int. J. Energy Res.*, vol. 32, no. 7, pp. 677–687, 2008, doi: 10.1002/er.1385.
- [16] Yari, M., Mahmoudi, S. M. S., Thermodynamic Analysis and Optimization of Novel Ejector-Expansion TRCC (Transcritical CO<sub>2</sub>) Cascade Refrigeration Cycles (Novel Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle), *Energy*, vol. 36, no. 12, pp. 6839–6850, 2011, doi: 10.1016/j.energy.2011.10.012.
- [17] American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, *Ashrae Handbook - Refrigeration*, Atlanta: ASHRAE, 2014.
- [18] Onat, A., İmal, M., İnan, A., Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar, *KSÜ Fen ve Mühendislik Derg.*, vol. 7, no. 1, pp. 32–38, 2004, [Online]. Available: <http://fmd.ksu.edu.tr/sayi/71/71.32-38.pdf>.
- [19] Chakravarthy, V. S., Shah, R. K., Venkatarathnam, G., A Review of Refrigeration Methods in the Temperature Range 4-300 K, *J. Therm. Sci. Eng. Appl.*, vol. 3, no. 2, pp. 1–19, 2011, doi: 10.1115/1.4003701.
- [20] N. Kumma, S. Sarath, and S. S. Harish Kruthiventi, Exergy and Performance Analysis of low GWP and Non-Flammable HFO Based Refrigerant Mixtures as Alternatives to R134a, *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 39, p. 101691, 2023, doi: 10.1016/j.tsep.2023.101691.
- [21] Hacipaşaoğlu, S. G., Öztürk, İ. T., Energy and Exergy Analysis in the Ejector Expansion Refrigeration Cycle Under Optimum Conditions, *Int. Adv. Res. Eng. J.*, vol. 07, no. 01, pp. 23–34, 2023, doi: 10.35860/iaresj.1171637.
- [22] Wang, F., Shen, S. Q., Li, D. Y., Evaluation on Environment-Friendly Refrigerants With Similar Normal Boiling Points in Ejector Refrigeration System, *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 51, no. 7, pp. 965–972, 2015, doi: 10.1007/s00231-014-1468-0.
- [23] Udriou, C. M., Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Advanced Two-Stage Cascade Configurations for Energy-Efficient –80 °C Refrigeration, *Energy Convers. Manag.*, vol. 267, Sep. 2022, doi: 10.1016/j.enconman.2022.115907.
- [24] Wu, D., Hu, B., Wang, R. Z., Vapor Compression Heat Pumps With Pure Low-GWP Refrigerants, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 138, no. November 2020, 2021, doi: 10.1016/j.rser.2020.110571.
- [25] Higashi, Y., Sakoda, N., Islam, M. A., Takata, Y., Koyama, S., Akasaka, R., Measurements of Saturation Pressures for Trifluoroethene (R1123) and 3,3,3-Trifluoropropene (R1243zf), *J. Chem. Eng. Data*, vol. 63, no. 2, pp. 417–421, 2018, doi: 10.1021/acs.jced.7b00818.
- [26] Arpagaus, C., et al., High Temperature Heat Pump Using HFO and HCFO Refrigerants-System Design, Simulation, and First Experimental Results, *Int. Refrig. Air Cond. Conf.*, p. 2199, 2018.
- [27] Rodríguez-Jara, E. Á., Sánchez-de-la-Flor, F. J., Expósito-Carrillo, J. A., Salmerón-Lissén, J. M., Thermodynamic Analysis of Auto-Cascade Refrigeration Cycles, with and without Ejector, for Ultra Low Temperature Freezing Using a Mixture of Refrigerants R600a and R1150, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 200, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117598.
- [28] Ayub, Z. H., Natural Refrigerants: Present and Future Trend Toward ‘Green’ Solution, *Heat Transf. Eng.*, vol. 28, no. 7, pp. 605–607, 2007, doi: 10.1080/01457630701266405.
- [29] Sarkar, J., Optimization of Ejector-Expansion Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump Cycle, *Energy*, vol. 33, no. 9, pp. 1399–1406, 2008, doi: 10.1016/j.energy.2008.04.007.
- [30] Yari, M., Mehr, A. S., Mahmoudi, S. M. S., Thermodynamic Analysis and Optimization of a Novel Dual-Evaporator System Powered by Electrical and Solar Energy Sources, *Energy*, vol. 61, pp. 646–656, Nov. 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.09.025.
- [31] Sarkar, J., Ejector Enhanced Vapor Compression Refrigeration and Heat Pump Systems - A Review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 9, pp. 6647–6659, Dec. 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.08.007.
- [32] Sumeru, K., Nasution, H., Ani, F. N., A Review on Two-Phase Ejector as an Expansion Device in Vapor Compression Refrigeration Cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 7, pp. 4927–4937, Sep. 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.04.058.
- [33] Xu, X. X., Chen, G. M., Tang, L. M., Zhu, Z. J., Experimental Investigation on Performance of Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump System with Ejector Under Optimum High-Side Pressure, *Energy*, vol. 44, no. 1, pp. 870–877, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.04.062.
- [34] Aidoun, Z., Ameer, K., Falsafioon, M., Badache, M., Current Advances in Ejector Modeling, Experimentation and Applications for



- Refrigeration and Heat Pumps, Part 1: Single-phase ejectors, *Inventions*, vol. 4, no. 1. MDPI Multidisciplinary Digital Publishing Institute, Mar. 01, 2019, doi: 10.3390/inventions4010015.
- [35] Uğurcan Atmaca, A., Erek, A., Ekren, O., Sabit Alanda ve Sabit Basınçta Karışımli Ejektör Modellerinin Performans Değerlendirmesi, *Mühendis ve Makina*, cilt 59, sayı 690, s. 89-118, 2018.
- [36] Elbel, S., Lawrence, N., Review of Recent Developments in Advanced Ejector Technology, *International Journal of Refrigeration*, vol. 62. Elsevier Ltd, pp. 1–18, Feb. 01, 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031.
- [37] Nakagawa, M., Marasigan, A. R., Matsukawa, T., Experimental Analysis of Two-Phase Ejector System with Varying Mixing Cross-Sectional Area Using Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>, *Int. J. Air-Conditioning Refrig.*, vol. 18, no. 04, pp. 297–307, Dec. 2010, doi: 10.1142/s2010132510000320.
- [38] Hu, J., Shi, J., Liang, Y., Yang, Z., Chen, J., Numerical and Experimental Investigation on Nozzle Parameters for R410A Ejector Air Conditioning System, *Int. J. Refrig.*, vol. 40, pp. 338–346, 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.12.008.
- [39] Bilir, N., Ersoy, H. K., Performance Improvement of the Vapour Compression Refrigeration Cycle by a Two-Phase Constant Area Ejector, *Int. J. Energy Res.*, vol. 33, no. 5, pp. 469–480, 2009, doi: 10.1002/er.1488.
- [40] Kornhauser, A. A., Purdue e-Pubs the Use of an Ejector as a Refrigerant Expander, [Online]. Available: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/82>.
- [41] Elakdhar, M., Nehdi, E., Kairouani, L., Analysis of a Compression/Ejection Cycle for Domestic Refrigeration, *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 46, no. 13, pp. 4639–4644, Jun. 2007, doi: 10.1021/ie070377e.
- [42] Sarkar, J., Geometric Parameter Optimization of Ejector-Expansion Refrigeration Cycle With Natural Refrigerants, *Int. J. Energy Res.*, vol. 34, no. 1, pp. 84–94, Jan. 2010, doi: 10.1002/er.1558.
- [43] Bai, T., Yan, G., Yu, J., Experimental Investigation of an Ejector-Enhanced Auto-Cascade Refrigeration System, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 129, pp. 792–801, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.053.
- [44] Zhao, L., Yang, X., Deng, S., Li, H., Yu, Z., Performance Analysis of the Ejector-Expansion Refrigeration Cycle Using Zeotropic Mixtures, *Int. J. Refrig.*, vol. 57, pp. 197–207, 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.05.006.
- [45] Zhou, M., Wang, X., Yu, J. Theoretical Study on a Novel Dual-Nozzle Ejector Enhanced Refrigeration Cycle for Household Refrigerator-Freezers, *Energy Convers. Manag.*, vol. 73, pp. 278–284, 2013, doi: 10.1016/j.enconman.2013.04.028.
- [46] Zhu, L., Yu, J., Zhou, M., Wang, X., Performance Analysis of a Novel Dual-Nozzle Ejector Enhanced Cycle for Solar Assisted Air-Source Heat Pump Systems, *Renew. Energy*, vol. 63, pp. 735–740, 2014, doi: 10.1016/j.renene.2013.10.030.
- [47] Wang, X., Yu, J., Zhou, M., Lv, X., Comparative Studies of Ejector-Expansion Vapor Compression Refrigeration Cycles for Applications in Domestic Refrigerator-Freezers, *Energy*, vol. 70, pp. 635–642, Jun. 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.04.076.
- [48] Chen, Q., Hwang, Y., Yan, G., Yu, J., Theoretical Investigation on the Performance of an Ejector Enhanced Refrigeration Cycle Using Hydrocarbon Mixture R290/R600a, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 164, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114456.
- [49] Cui, Z., Qian, S., Yu, J., Performance Assessment of an Ejector Enhanced Dual Temperature Refrigeration Cycle for Domestic Refrigerator Application, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 168, Mar. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114826.
- [50] Rostamnejad, H., Zare, V., Performance Improvement of Ejector Expansion Refrigeration Cycles Employing a Booster Compressor Using Different Refrigerants: Thermodynamic Analysis and Optimization, *Int. J. Refrig.*, vol. 101, pp. 56–70, May 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.02.031.
- [51] Chen, Q., Yu, M., Yan, G., Yu, J., Thermodynamic Analyses of a Modified Ejector Enhanced Dual Temperature Refrigeration Cycle for Domestic Refrigerator/Freezer Application, *Energy*, vol. 244, p. 122565, 2022, doi: 10.1016/j.energy.2021.122565.
- [52] Aktas, M., Dalkilic, A. S., Celen, A., Cebi, A., Mahian, O., Wongwises, S., A Theoretical Comparative Study on Nanorefrigerant Performance in a Single-Stage Vapor-Compression Refrigeration Cycle, *Adv. Mech. Eng.*, vol. 7, no. 1, Jan. 2015, doi: 10.1155/2014/138725.

- [53] Sanukrishna, S. S., Vishnu, A. S., Jose Prakash, M., Nanorefrigerants for Energy Efficient Refrigeration Systems, *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 31, no. 8, pp. 3993–4001, Aug. 2017, doi: 10.1007/s12206-017-0746-4.
- [54] Kosmadakis, G., Neofytou, P., Investigating the Performance and Cost Effects of Nanorefrigerants in a Low-Temperature ORC Unit for Waste Heat Recovery, *Energy*, vol. 204, Aug. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117966.
- [55] Kabeel, A. E., Abou El Maaty, T., El Samadony, Y., The Effect of Using Nano-Particles on Corrugated Plate Heat Exchanger Performance, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 52, no. 1, pp. 221–229, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.11.027.
- [56] Yıldız, G., Ağbulut, Ü., Gürel, A. E., A Review of Stability, Thermophysical Properties and Impact of Using Nanofluids on the Performance of Refrigeration Systems, *Int. J. Refrig.*, vol. 129, pp. 342–364, 2021, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.05.016.
- [57] Singh, K., Lal, K., An Investigation into the Performance of a Nanorefrigerant (R134a+Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) Based Refrigeration System, *Int. J. Res. Mech. Eng. Technol.*, vol. 4, no. 2, pp. 3–8, 2014.
- [58] Suresh Kumar, V. P., Baskaran, A., Manikandan Subaramanian, K., A Performance Study of Vapour Compression Refrigeration System Using ZrO<sub>2</sub> Nano Particle with R134a and R152a, *Int. J. Sci. Res. Publ.*, vol. 6, no. 12, p. 410, 2016, [Online]. Available: www.ijrsp.org.
- [59] Sharif, M. Z., Azmi, W. H., Redhwan, A. A. M., Mamat, R., Yusof, T. M., Analyse de la Performance du Nanolubrifiant SiO<sub>2</sub>/PAG Dans un Système de Conditionnement d'air Automobile, *Int. J. Refrig.*, vol. 75, pp. 204–216, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.01.004.
- [60] Hussain, T., Khan, F., Ansari, A. A., Chaturvedi, P., Yahya, S. M., Performance Improvement of Vapour Compression Refrigeration System Using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Nanofluid, in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Jul. 2018, vol. 377, no. 1, doi: 10.1088/1757-899X/377/1/012155.
- [61] Ande, R., Koppala, R. S. R., Hadi, M., Experimental Investigation on VCR System Using Nano-Refrigerant for COP Enhancement, *Chem. Eng. Trans.*, vol. 71, pp. 967–972, 2018, doi: 10.3303/CET1871162.
- [62] Alawi, O. A., Salih, J. M., Mallah, A. R., Thermo-Physical Properties Effectiveness on the Coefficient of Performance of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/R141b Nano-Refrigerant, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 103, pp. 54–61, Apr. 2019, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.02.011.
- [63] Selimefendigil, F., Bingölbali, T., Experimental Investigation of Nano Compressor Oil Effect on the Cooling Performance of a Vapor-Compression Refrigeration System, *Yildiz Technical University Press*, 2019. [Online]. Available: <https://orcid.org/0000-0002-5453-2091>.
- [64] Kundan, L., Singh, K., Improved Performance of a Nanorefrigerant-Based Vapor Compression Refrigeration System: A New Alternative, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 235, no. 1, pp. 106–123, Feb. 2021, doi: 10.1177/0957650920904553.
- [65] Aktemur, C., Tekin Öztürk, İ., Thermodynamic Performance Enhancement of Booster Assisted Ejector Expansion Refrigeration Systems with R1270/CuO Nano-Refrigerant, *Energy Convers. Manag.*, vol. 253, no. December 2021, 2022, doi: 10.1016/j.enconman.2021.115191.
- [66] Li, S., Lu, J., A Theoretical Comparative Study of Vapor-Compression Refrigeration Cycle using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Nanoparticle with Low-GWP Refrigerants, *Entropy*, vol. 24, no. 12, Dec. 2022, doi: 10.3390/e24121820.

# Kars İlinde Fotovoltaik Destekli İçme Suyu Pompalama Sisteminin Enerji Analizi

## Kadir BAKIRCI

Prof. Dr.  
Atatürk Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği  
Erzurum  
abakirci@atauni.edu.tr  
orcid: 0000-0001-5447-4955

## Çağlar KAZAK

Atatürk Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği  
Erzurum  
orcid: 0009-0005-8777-3480

## ÖZ

Fosil kökenli yakıtların sınırlı olduğu ve kullanılmaları durumunda sera gazı salınımlarına sebep oldukları düşünüldüğünde, yenilenebilir enerji kaynakları (güneş, rüzgâr, hidrolik enerji vb.) hem çevre dostu hem de uzun vadeli enerji tedarikinde önemli çözümleri sunar. Bu temiz enerji kaynakları, küresel ısınmaya olumlu katkılar sağlayarak iklim değişikliği ile mücadeleye yardımcı olur. Ayrıca, enerji güvenliğini artırarak enerji ithalatına olan bağımlılığı azaltır. Bu çalışmada, Kars ili sınırları içerisinde yer alan bir bölgede kurulan fotovoltaik destekli içme suyu pompalama sisteminin enerji analizi yapılmış ve fotovoltaik panellerin yaklaşık aylık ortalama günlük toplam verim değerleri hesaplanmıştır. 2023 yılı için elde edilen değerlere göre en düşük ve en yüksek verim değerleri sırasıyla %9,08 ile şubat ve %18,24 ile de haziran aylarında gerçekleştiği görülmüştür.

## Anahtar Kelimeler

Güneş Enerjisi, Fotovoltaik Panel, Enerji Analizi, Kars, Güneş Enerjili Pompalama.

# Energy Analysis of Photovoltaic Supported Drinking Water Pumping System in Kars Province

## ABSTRACT

Considering that fossil fuels are limited and cause greenhouse gas emissions if used, renewable energy sources (solar, wind, hydraulic energy, etc.) offer important solutions in both environmentally friendly and long-term energy supply. These clean energy sources help struggle against climate change by making positive contributions to global warming. Additionally, it reduces dependence on energy imports by increasing energy security. In this study, the energy analysis of the photovoltaic supported drinking water pumping system installed in a region within the borders of Kars province is made and the approximate monthly average daily total efficiency values of the photovoltaic panels are calculated. According to the values obtained for 2023, the lowest and highest efficiency values are observed in February with 9.08% and June with 18.24%, respectively.

## Keywords

Solar Energy, Photovoltaic Panel, Energy Analysis, Kars, Solar Pumping.

Geliş Tarihi : 11.03.2024

Kabul Tarihi : 26.04.2024

## 1. GİRİŞ

Artan enerji ihtiyacını karşılama, özellikle ülkemiz gibi gelişmekte olan ülkeler için üzerinde durulması gereken önemli problemlerden biridir. Ancak bu ihtiyacı karşılamada, son yıllarda bir tehdit haline gelen küresel ısınma ve beraberinde iklim değişikliğini de göz önünde bulundurmamak bir o kadar daha önemli ve kaçınılmazdır. Bu durum, fosil kökenli yakıtlara alternatif olabilecek güneş, rüzgâr ve hidrolik enerji gibi temiz ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını tüm dünya ülkelerinde yaygın hale getirmeyi gerektirir. Ülkemiz genelinde güneş enerjisinin yüksek sayılabilecek düzeydeki potansiyeli dikkate alındığında, bu enerji kaynağının üzerinde çalışma yapılabilecek önemli alternatiflerden biri olduğu görülebilir.

Güneş enerjisi, temiz enerji kategorisinde çevre sağlığına en üst derecede katkı vermesi bakımından tüm dünyada üzerinde yoğun çalışmalar yapılan önemli yenilenebilir enerji kaynakları arasında yer almaktadır. Ancak, bu önemli enerji kaynağından yüksek oranda fayda sağlayabilmek için ilgili bölgenin güneş enerjisi potansiyelinin, iklim şartlarının ve coğrafi yapısının elverişli olup olmadığı dikkate alınmalıdır.

Literatürde, farklı bölgeler için farklı araştırmacılar tarafından fotovoltaik (PV) destekli sulama suyu pompalama sistemleri konusunda çeşitli çalışmalar yapılmıştır [1-5].

Aksoy [1] tarafından tarımsal sulama amaçlı elektrik üretimi yapan güneş ve rüzgâr enerjisinden oluşan hibrit bir sistemin deneysel ve teorik araştırması yapılmıştır. Bu hibrit sistemde, kapasitesi 1500 W olan bir rüzgâr türbini ile kapasitesi toplam 480 W olan 4 adet fotovoltaik panel kullanılmıştır. Rüzgâr türbini ve panellerde üretilen elektrik enerjisi ile pompanın elektrik enerjisi tüketimi kayıt altına alınmıştır. Yapılan analizlerde, yıllık olarak rüzgâr türbini ve PV panellerinden sırasıyla 635 ve 738 kWh elektrik enerjisi üretilebileceği tespit edilmiştir.

Atmaca vd. [2], Güney Doğu Anadolu Bölgesi'ndeki tüketicilerin tarımsal sulama ihtiyacını karşılamak amacıyla bölgedeki mevcut güneş enerjisi potansiyelini değerlendirmiş ve fotovoltaik sistemlerin kullanımını incelemiştir. Bu amaçla, fotovoltaik sistemin verimi, pompalanan su debileri, hidrolik güç ve verim değerleri hesaplanmıştır.

Seyitoğlu [3] tarafından Kayseri ilinde yapılan bir çalışmada, elektrik şebekesinden enerji çekmeyen sulama sistemleri incelenmiş ve maliyet analizleri yapılmıştır. Kayseri ili için 8 yıllık güneş enerjisi verileri incelenerek saatlik, günlük, aylık ve yıllık üretilebilecek elektrik miktarları belirlenmiştir. Tasarlanan sistemlerde gerek duyulan su miktarlarına göre pompa seçimi yapılmış ve pompaların ihtiyaç duyduğu elektrik enerjileri hesaplanarak Kayseri şartlarında ihtiyacı karşılayacak paneller tespit edilmiştir.

Şenol [4], tarım yapılan farklı bölgelerde kullanılan dizel jeneratörlerin yerine fotovoltaik destekli pompaların kullanılması durumunda, pompalama ihtiyacı duyulan su miktarları bölgelere ve toplam yüksekliklere göre incelenmiştir. Gerekli su miktarı ve optimum yükseklik için ekonomik analiz yapılmış ve sistemin geri ödeme süresi 6 yıl olarak bulunmuştur.

Gençoğlu [5] tarafından programlanabilir mantık denetleyicisi kontrollü şebekeden bağımsız fotovoltaik destekli bir su pompalama sistemi tasarlanmış ve kurulumu yapılmıştır. İlk önce pilot bir bölgeye sadece sulama amaçlı olarak enerji iletim hattının götürülmesi durumunda maliyet analizi yapılmış, daha sonra da aynı bölgede şebekeden bağımsız olan bir fotovoltaik destekli su pompalama sisteminin kurulması durumunda maliyet analizi yapılmış ve her iki durum karşılaştırılmıştır.

Demirbaş [6] tarafından tasarlanan tarımsal amaçlı bir sulama sisteminde hem ihtiyaç duyulan suyu kontrol edebilecek hem de su miktarını tespit edebilecek ve aynı zamanda otomasyonlu sulama yapabilecek, burada gerek duyulan elektrik ihtiyacını ise güneş enerjisinden karşılayacak bir sulama sistemini incelenmiştir.

Topuz vd. [7], fotovoltaik destekli bir sulama sisteminin tasarım parametrelerini araştırmışlar ve modellemesini yapmışlardır. Bunun için, Niğde ilinde örnek bir pompalama sisteminin gerekli olan elektrik ihtiyacını karşılayacak fotovoltaik panellerin kurulu gücü hesaplanmıştır. Burada yapılan hesaplamalar modelleme programında da yapılmış ve benzer sonuçların elde edildiği ifade edilmiştir.

Kuzucu [8] tarafından, bölgenin iklim şartlarını da dikkate alarak Edirne ilinde tarımsal sulama için elektrik şebekesi yerine güneş enerjisi destekli bir sulama sistemi incelenmiştir. Tarımsal sulamada

kullanılan fotovoltaik sistemlerin yatırım maliyetleri hesaplanmış ve sistemin kendisini geri ödeme süreleri analiz edilmiştir.

Yılmaz vd. [9] yaptıkları bir çalışmada, Kahramanmaraş ilinde derin kuyudan su çekilerek yapılan bir meyve bahçesi sulama işlemlerinde ihtiyaç duyulan elektrik enerjisinin, fotovoltaik sistemden faydalanılarak elde edilmesi amaçlanmıştır. Bu kapsamda bir fotovoltaik sistem tasarlanmış ve maliyet analizi yapılmıştır.

Yücel vd. [10] tarafından yapılan bir çalışmada iki panel gurubu kurulmuştur. Bunlardan biri mikro denetleyici ile güneşi takip eden ve iki eksenli çalışabilen bir sistemdir. Diğeri ise optimum açı dikkate alınarak yerleştirilmiştir. Her iki panel gurubuna gelen güneş ışınım değerleri ölçülmüş ve elde edilen enerji miktarları kaydedilmiştir. Burada elde edilen enerji ile pompalanan su miktarları bir sayaç ile ölçülerek kaydedilmiştir. Sonuçta gerekli analizler yapılarak sistemin ekonomik olduğu tespit edilmiştir.

Literatür incelemesi yapıldığında, çalışmalar arasında Türkiye’de farklı bölgeler için fotovoltaik destekli su pompalama sistemlerinin yer aldığı görülmektedir. Bu çalışmalar, genellikle sistem tasarımı ve kurulumu odaklıdır. Bu çalışmada, Kars ili sınırları içerisindeki bir bölgede kurulan fotovoltaik destekli içme suyu pompalama sisteminin enerji analizi yapılmış ve fotovoltaik panellerin yaklaşık aylık ortalama günlük toplam verim değerleri hesaplanmıştır.

## 2. EĞİMLİ YÜZEYE GELEN GÜNEŞ IŞINIMI

Yatay düzlem ile belirli bir eğim açısına sahip olan yüzeylere gelen toplam güneş ışınımı hesaplamalarında, yatay yüzey için ölçülen veya modellenen toplam ve yayılı (difüz) güneş ışınımına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışma kapsamında, yatay yüzey için ölçülen günlük toplam güneş ışınımı (H) değerleri, Meteoroloji Genel Müdürlüğü kayıtlarından alınmış, yayılı ışınım ( $H_d$ ) değerleri ise ölçüm değerleri mevcut olmadığından literatürdeki lineer bir korelasyondan elde edilmiştir.

Tam güneşe bakan eğik yüzeylere düşen aylık ortalama günlük toplam güneş ışınımı ( $H_T$ ), aşağıda verilen Eş. (1) yardımıyla hesaplanabilir.

$$H_T = RH \quad (1)$$

Burada R, eğik yüzey üzerine düşen günlük ortalama toplam güneş ışınımının, yatay düzleme düşen günlük ortalama toplam güneş ışınımına oranıdır. H ise, yatay düzleme düşen aylık ortalama günlük toplam güneş ışınım miktarıdır. Burada ifade edilen R oranı, eğik yüzeye direkt, yayılı ve yansiyarak gelen ışınımın göz önüne alınarak Liu ve Jordan [11] tarafından aşağıda verilen Eş. (2) ile hesaplanmıştır.

$$R = [1 - H_d/H]R_b + H_d [(1 + \cos(\beta))/2H] + \rho [(1 - \cos(\beta))/2] \quad (2)$$

Burada,  $H_d$  aylık ortalama günlük yayılı ışınımı,  $R_b$  eğik yüzeye düşen direkt ışınımının yatay düzleme düşen direkt ışınımına oranını,  $\beta$  yüzeyin eğim açısını ve  $\rho$  çevrenin yansıtma katsayısını ifade eder. Bu çalışmada  $\rho$  değeri 0,2 olarak alınmıştır. Burada  $R_b$  değeri, doğrudan ekvatora bakan yüzeyler için Liu ve Jordan [12] tarafından verilen aşağıdaki Eş. (3) ile hesaplanmıştır.

$$R_b = \frac{(\cos(\varphi - \beta)\cos(\delta)\sin(\omega_s') + \omega_s'(\pi/180)\sin(\varphi - \beta)\sin(\delta))}{(\cos(\varphi)\cos(\delta)\sin(\omega_s) + \omega_s(\pi/180)\sin(\varphi)\sin(\delta))} \quad (3)$$

Burada  $\varphi$  enlem açısı,  $\delta$  deklinasyon açısı,  $\omega_s$  güneş batış saat açısı ve  $\omega_s'$  eğik yüzeyin güneş batış saat açısıdır. Bu çalışma kapsamında; deklinasyon açısı ( $\delta$ ) Cooper [13] tarafından verilen Eş. (4), güneş batış saat açısı ( $\omega_s$ ) Eş. (5) ve eğik yüzeyin güneş batış saat açısı ( $\omega_s'$ ) Eş. (6) yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanabilir [14]:

$$\delta = 23,45\sin[(360(n+284))/365] \quad (4)$$

$$\omega_s = \arccos[-\tan(\varphi)\tan(\delta)] \quad (5)$$

$$\omega_s' = \begin{cases} \min\{\arccos[-\tan(\varphi)\tan(\delta)]\} \\ \arccos[-\tan(\varphi - \beta)\tan(\delta)] \end{cases} \quad (6)$$

Yatay yüzeye düşen yayılı (difüz) ışınım ( $H_d$ ) değeri Page [15] tarafından verilen Eş. (7) ile hesaplanabilir:

$$H_d = H[1,00 - 1,13(K_T)] \quad (7)$$

Burada,  $K_T$  berraklık indeksi olup Eş. (8) ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$K_T = H_o/H \quad (8)$$

Burada  $H_o$ , atmosfer dışında yatay düzleme düşen günlük toplam ışınım olup Eş. (9) ile hesaplanabilir [14]:

$$H_o = (24 \times 3600 \times I_{sc}) / \pi [1 + 0,033 \cos(360n/365)] [\cos(\varphi) \cos(\delta) \sin(\omega_s) + ((\pi \omega_s) / 180) \sin(\varphi) \sin(\delta)] \quad (9)$$

Burada  $I_{sc}$ , güneş sabiti olup  $1367 \text{ W/m}^2$  değerindedir. Hesaplamlarda Kars iline ait enlem açısı ( $\varphi = 40,6042^\circ$ ) kullanılmıştır.

### 3. ENERJİ ANALİZİ

Bu çalışmada, sistemin enerji analizi yapılarak aylık ortalama günlük verim değerleri hesaplanmıştır. Güneş panellerinin aylık ortalama günlük toplam verim değeri ( $\eta_g$ ), sistemde kullanılan güneş panellerinden üretilen aylık ortalama günlük toplam elektrik enerjisinin panellere gelen aylık ortalama günlük toplam güneş enerjisine oranı olarak tanımlanmış ve her bir ay için aşağıda verilen  $E_g$  (10) yardımı ile hesaplanmıştır.

$$\eta_g = E_g / H_T \quad (10)$$

Burada,  $E_g$  güneş panellerinden üretilen aylık ortalama günlük toplam elektrik enerjisi ve  $H_T$  yatay düzlem ile ( $\beta = 26^\circ$ ) eğimli panel yüzeyine gelen aylık ortalama günlük toplam güneş enerjisini ifade etmektedir.

### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve SONUÇLAR

Bu çalışmada, Kars iline ait güneş enerjisi verileri analiz edilmiş ve il sınırları içerisinde (Selim İlçesi Büküydere Köyü'nde) kurulan fotovoltaik destekli bir içme suyu pompalama sisteminin enerji analizi yapılmış ve fotovoltaik panellerin yaklaşık günlük ortalama verim değerleri hesaplanmıştır. Sistemin hemen yakınında güneş enerjisi verileri ölçümü yapılmadığından, hesaplamalarda sistemden yaklaşık 32 km kuş uçuşu (43 km karayolu) mesafesinde bulunan Meteoroloji Genel Müdürlüğü'ne bağlı Kars merkez istasyonunda ölçülen güneş enerjisi verileri kullanılmıştır.

PV sistemi, toplam yüzey alanı  $75,54 \text{ m}^2$  olan 38 adet monokristal panelden oluşmaktadır. Sistemde kullanılan PV panel özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

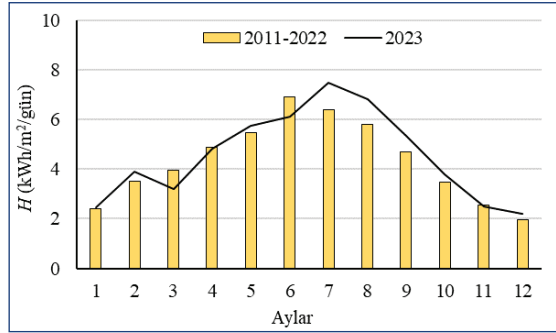
İçme suyu hattında  $7,5 \text{ kW}$  gücünde yatay milli bir motopomp kullanılmıştır. Bu motopomp, kaynaktan aldığı suyu köyün ihtiyacını karşılamak üzere bir içme suyu deposuna basmaktadır.

Güneş enerjisi sisteminin kurulu elektriksel gücü  $15,2 (38 \times 0,4) \text{ kW}$  değerindedir. Sistem, şebeke

**Tablo 1. Sistemde Kullanılan PV Panel Özellikleri**

Parametre	Değer
PV modülü maksimum gücü (W)	400
Açık devre gerilimi (V)	49,2
Maksimum sistem gerilimi (V)	1000
Kısa devre akımı (A)	10,27
Standart testlerdeki modül verimi (%)	20,16
Çalışma sıcaklık aralığı ( $^\circ\text{C}$ )	-40 ile +85

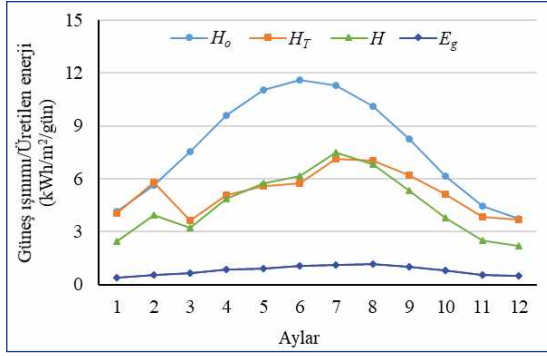
bağlantılı olarak tasarlanmış olup panellerde üretilen elektrik şebekeye verilmektedir. Diğer taraftan (terfi binasındaki motopomp vasıtasıyla) kaynaktan çekilen suyun içme suyu deposuna pompalanması için ihtiyaç duyulan elektrik enerjisi şebeke-den çekilmekte ve sistemde kullanılan çift taraflı sayaç ile ay sonunda mahsuplaşma yapılmaktadır.



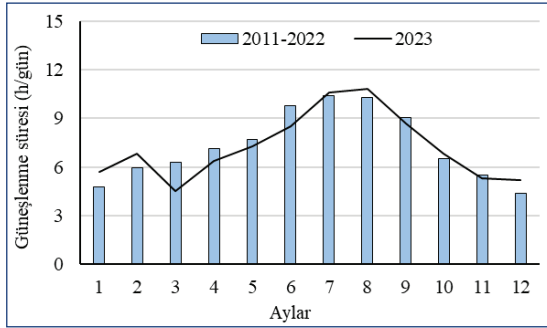
**Şekil 1. Kars iline ait aylık ortalama günlük toplam yatay güneş ışınımı değerleri**

Kars iline ait 12 yıllık (2011-2022) ortalama ile 2023 yılına ait aylık ortalama günlük toplam güneş ışınım değerleri Şekil 1'de verilmiştir. Ölçüm değerlerinden hareketle, 12 yıllık ortalama ile 2023 yılına ait ortalama günlük toplam güneş ışınım değerleri sırasıyla  $4,33$  ve  $4,53 \text{ kWh/m}^2/\text{gün}$  olarak hesaplanmıştır. Yılın aylarına göre en yüksek ışınım değerlerinin; 12 yıllık ortalama da haziran ayında  $6,92 \text{ kWh/m}^2/\text{gün}$  ve 2023 yılında temmuz ayında  $7,49 \text{ kWh/m}^2/\text{gün}$  olduğu görülmüştür.

Atmosferi dışındaki yatay yüzeye ( $H_o$ ), 2023 yılına ait yeryüzündeki eğimli ( $\beta = 26^\circ$ ) yüzeye ( $H_T$ ) ve yatay düzleme ( $H$ ) gelen aylık ortalama günlük toplam güneş ışınımı ile 2023 yılı için aylık ortalama günlük toplam üretilen enerji ( $E_g$ ) miktarları Şekil 2'de verilmiştir. Burada  $H_o$ ,  $H_T$ ,  $H$  ve  $E_g$  değerleri sırasıyla  $3,72$ - $11,60$ ,  $3,64$ - $7,14$ ,  $2,18$ - $7,49$  ve  $0,38$ - $1,14 \text{ kWh/m}^2/\text{gün}$  aralığında gerçekleşmiştir.



**Şekil 2.** Kars ili için atmosferi dışındaki yatay yüzeye ( $H_o$ ), 2023 yılına ait yeryüzündeki eğimli ( $\beta=26^\circ$ ) yüzeye ( $H_T$ ) ve yatay düzleme ( $H$ ) gelen aylık ortalama günlük toplam güneş ışınımları ile 2023 yılı için aylık ortalama günlük toplam üretilen enerji ( $E_g$ ) miktarları



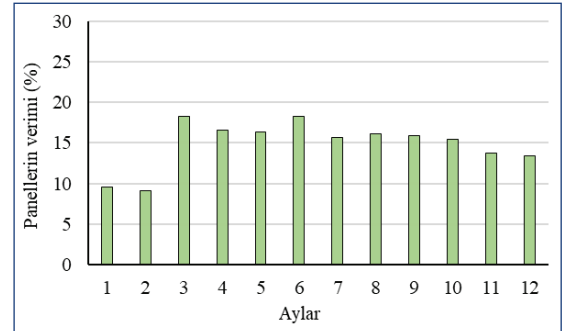
**Şekil 3.** Aylık ortalama günlük toplam güneşlenme süreleri

Bu değerlerin yıllık ortalama günlük toplam güneş ışınımı/üretilen enerji miktarları ise sırasıyla 7,79, 5,24, 4,53 ve 0,79 kWh/m<sup>2</sup>/gün olarak hesaplanmıştır.

12 yıllık ortalama ile 2023 yılına ait aylık ortalama günlük toplam güneşlenme süreleri (h/gün) Şekil 3'te verilmiştir. Burada h, zaman birimi olarak saati ifade etmektedir. 12 yıllık ortalama ile 2023 yılına ait aylık ortalama günlük toplam güneşlenme süreleri sırasıyla 4,4-10,4 ile 4,5-10,8 h/gün aralığında değişmektedir. Bu iki kategorideki güneşlenme süresi değerlerinin yıllık ortalama günlük toplam güneşlenme süresi değeri 7,3 ve 7,2 h/gün olarak hesaplanmıştır.

2023 yılı için Kars ilinde kurulan sisteme ait güneş panellerinin (PV) aylık ortalama günlük toplam verim değerleri Şekil 4'te verilmiştir. Şekil 4 incelendiğinde, 2023 yılı için en düşük ve en yüksek

verim değerleri sırasıyla %9,08 ile şubat ve %18,24 ile de haziran aylarında gerçekleştiği görülmüştür. Aylık ortalama günlük toplam verim değerlerinin yıllık ortalaması ise %14,86 olarak hesaplanmıştır. Şekil 4'te hesaplanan verim değerleri ve Kars iline ait güneş enerjisi verileri birlikte değerlendirildiğinde, havanın açık ve bulutsuz olduğu yaz aylarında verim değerlerin kısmen daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum, güneş enerjisi sistemleri için yer tespiti çalışmaları yapılırken ilgili bölgenin yüksek güneş enerjisi potansiyeline sahip olmasının ne derece önemli olduğunu göstermektedir. Burada hesaplamalarda kullanılan birim panel yüzeyine gelen güneş enerjisi değerleri dikkate alındığında, verim değerlerinin bazı aylarda (örneğin şubat ayında) düşük veya (mart ayında) yüksek olmasının, ilgili aylarda ideal çalışma şartlarının sağlanıp sağlanmadığından ve PV panellerin bulunduğu bölge ile güneş enerjisi ölçüm verilerinin alındığı bölge arasındaki mesafeye bağlı olarak güneş enerjisi değerlerinde oluşabilecek farktan kaynaklanabileceği tahmin edilmektedir.



**Şekil 4.** 2023 yılına ait güneş panellerinin aylık ortalama günlük toplam verimi



**Şekil 5.** İçme suyu terfi binası ve PV panellerin yer aldığı sistemin bir fotoğrafı

Ayrıca, bu çalışmada analiz edilen fotovoltaik destekli bir içme suyu pompalama sisteminde yer alan terfi binası ve PV panellerin bir fotoğrafı verilmiştir (Şekil 5).

Kars ili (Selim Büküydere Köyü) için 2023 yılına ait aylık toplam güneşlenme süresi, güneş ışınım şiddeti ve sistemde üretilen enerji miktarları Tablo 2’de verilmiştir. Tablo 2 incelendiğinde;

i) en düşük ve yüksek aylık toplam güneşlenme süresi değerlerinin sırasıyla 139,50 h/ay ile mart ayında ve 334,80 h/ay ile de ağustos ayında gerçekleştiği ve toplam yıllık güneşlenme süresinin 2635,30 h/yıl olduğu,

ii) yatay yüzeye gelen aylık toplam güneş ışınım şiddetinin 67,63-232,24 kWh/m<sup>2</sup>/ay aralığında ve toplam yıllık değer 1655,75 kWh/m<sup>2</sup>/yıl olduğu,

iii) mevcut uygulamada güneş panelleri yatay ile 26° eğimde yerleştirilmesine bağlı olarak eğimli yüzeye gelen aylık toplam güneş ışınımının 112,94-221,24 kWh/m<sup>2</sup>/ay aralığında olduğu ve toplam yıllık değer 1911,32 kWh/m<sup>2</sup>/yıl olarak hesaplandığı ve

iv) aylık birim alan için üretilen en düşük ve en yüksek enerji miktarları sırasıyla 11,89 kWh/m<sup>2</sup>/ay ile ocak ayında ve 35,19 kWh/m<sup>2</sup>/ay ile ağustos ayında gerçekleştiği, güneş panellerinde üretilen yıllık toplam enerji miktarının ise 287,36 kWh/m<sup>2</sup>/yıl değerinde olduğu görülmektedir.

Ayrıca yatay yüzey referans alındığında, eğimli yüzey uygulamasının güneş enerjisi potansiyelinde belirgin bir artış sağladığı ve panellerin yerleştirildiği mevcut eğim açısı (26°) uygulamasında, yıllık toplam güneş ışınımı değerleri dikkate alındığında artış miktarının %15,44 olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada yer alan güneş enerjisi verilerinin ortalama değerleri hesaplanırken eksik veriler ile hatalı olduğu düşünülen veriler dikkate alınmamıştır. İleride sistemin ekonomik analiz çalışmalarının da yapılması düşünülmektedir.

**Tablo 2. Kars İli (Selim Büküydere Köyü) için 2023 Yılına Ait Aylık Toplam Güneşlenme Süreleri (h/ay), Güneş Işınım Şiddetleri (kWh/m<sup>2</sup>/ay) ve Sistemde Üretilen Enerji (kWh/m<sup>2</sup>/ay) Miktarları**

Aylar	S <sub>a</sub>	H <sub>a</sub>	H <sub>Ta</sub> (β=26°)	E <sub>a</sub>
Ocak	176,70	76,34	124,36	11,89
Şubat	190,40	109,59	162,49	14,75
Mart	139,50	99,06	112,94	20,58
Nisan	192,00	145,05	152,01	25,26
Mayıs	226,30	177,67	172,70	28,23
Haziran	255,00	183,71	172,70	31,50
Temmuz	328,60	232,24	221,24	34,66
Ağustos	334,80	211,11	217,69	35,19
Eylül	261,00	160,23	186,58	29,71
Ekim	210,80	117,85	158,98	24,50
Kasım	159,00	75,27	115,00	15,76
Aralık	161,20	67,63	114,63	15,34
Toplam	2635,30	1655,75	1911,32	287,36

## SEMBOLLER

E <sub>a</sub>	Aylık toplam üretilen enerji (kWh/m <sup>2</sup> /ay)
E <sub>g</sub>	Aylık ortalama günlük toplam üretilen enerji (kWh/m <sup>2</sup> /gün)
H	Yatay yüzeydeki aylık ortalama günlük toplam güneş ışınımı (kWh/m <sup>2</sup> /gün)
H <sub>a</sub>	Yatay yüzeydeki aylık toplam güneş ışınımı (kWh/m <sup>2</sup> /ay)
H <sub>d</sub>	Yatay yüzeydeki aylık ortalama günlük toplam yayılı güneş ışınımı (kWh/m <sup>2</sup> /gün)
H <sub>o</sub>	Yatay yüzeydeki aylık ortalama günlük toplam atmosfer dışı güneş ışınımı (kWh/m <sup>2</sup> /gün)
H <sub>T</sub>	Eğimli yüzeydeki aylık ortalama günlük toplam ışınım (kWh/m <sup>2</sup> /gün)
H <sub>Ta</sub>	Eğimli yüzeydeki aylık toplam ışınım (kWh/m <sup>2</sup> /ay)
I <sub>sc</sub>	Güneş sabiti (W/m <sup>2</sup> )
K <sub>T</sub>	Berraklık indeksi
n	Ocak 1’den itibaren gün sayısı
S <sub>a</sub>	Aylık toplam güneşlenme süresi (h/ay)
β	Eğim açısı (°)
δ	Deklinasyon açısı (°)
φ	Enlem açısı (°)
ω <sub>s</sub>	Güneş batış saat açısı (°)
ω <sub>s</sub> <sup>t</sup>	Eğik yüzeyin güneş batış saat açısı (°)



## TEŞEKKÜR

Bu çalışmada kullanılan güneş enerjisi verilerini sağladığı için Meteoroloji Genel Müdürlüğü'ne teşekkür ederiz.

## KAYNAKLAR

- [1] Aksoy, M. H., Güneş ve Rüzgâr Enerjisi ile Çalışan Su Pompalama Sisteminin Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 2011.
- [2] Atmaca, M., Yusufoglu, G., Kurtuluş, A. B., Güneş Enerjili Sulamanın Tarım Sektöründe Uygulaması. BEÜ Fen Bilimleri Dergisi, 3(2), 142-153, 2014.
- [3] Seyitoğlu S. S., Kayseri İlinde Güneş Enerjisi ile Sulama Sistemi Maliyet Analizi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 2012.
- [4] Şenol, R., Tarımsal Sulama ve Güneş Enerjisi, Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi, 27(3), 519-526, 2012.
- [5] Gençoğlu, E., Güneş Pili ile Çalışan Bir Su Pompalama Sisteminin Tasarımı ve Gerçekleştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 2015.
- [6] Demirbaş, H., Güneş Enerjili Otomatik Bitki Sulama Sistemi, Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli, 2021.
- [7] Topuz, A., Erdoğan, B., Taşkaya, G., Fotovoltaik Etki ile Çalışan Güneş Enerjili Sulama Sisteminin Modellenmesi, Karaelmas Fen ve Mühendislik Dergisi, 7(2), 356-363, 2017.
- [8] Kuzucu, U., Edirne İlinde Tarımsal Sulamada Güneş Enerjisi Kullanımı, Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne, 2021.
- [9] Yılmaz, Ş., Uçan, K., Keten, M. ve Narin, N., Meyve Bahçelerinin Sulanmasında Güneş Enerjisinden Yararlanma Olanakları, Nevşehir Bilim ve Teknoloji Dergisi, 5, 169-178, 2016.
- [10] Yücel, M., Kılıçarslan, Y., Yıldırım, M., Güneş Takip Sistemiyle Çalışan Güneş Panellerin Sulama Uygulamasında Verimlilik Düzeyleri. ÇÖMÜ Ziraat Fakültesi Dergisi, 6, 123-130, 2018.
- [11] Liu, B. Y. H., Jordan, R. C., Daily Insolation on Surfaces Tilted Toward The Equator, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 67, 526-541, 1962.
- [12] Liu, B. Y. H., Jordan, R. C., The Interrelationship and Characteristic Distribution of Direct, Diffuse and Total Solar Radiation, Solar Energy, 4(3), 1-19, 1960.
- [13] Cooper, P. I., The Absorption of Solar Radiation in Solar Stills, Solar Energy, 12(3), 333-346, 1969.
- [14] Duffie, J. A., Beckman, W. A., Solar Engineering of Thermal Processes, Wiley: New York, 1991.
- [15] Page, J. K., The Estimate of Monthly Mean Values of Daily Total Short-Wave Radiation on Vertical and Inclined Surface from Sunshine Records for Latitude 40°N to 40°S, Proc. UN Conference on New Sources of Energy, 4, 378-390, 1961.

# TMMOB MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI 50. OLAĞAN GENEL KURUL SONUÇ BİLDİRİSİ



TMMOB Makina Mühendisleri Odası 50. Olağan Genel Kurulu, 20 Nisan 2024 tarihinde, genel kurul seçimleri 21 Nisan 2024 tarihinde yapılmıştır. Genel kurulumuzda, iki yıl önceki genel kuruldan bu yana yapılan çalışmaları içeren 49. Dönem Çalışma Raporu ile ülke ve dünya durumu değerlendirilmiş; önümüzdeki yeni çalışma dönemine dair öneriler ve önergeler sunulmuş; daha güçlü bir Oda ve üreten, sanayileşen, kalkınan, hakça bölüşen bağımsız, demokratik bir Türkiye için mücadelenin sürdürülmesi gerekliliğine işaret edilmiş; Oda ve TMMOB organlarında görev alacak arkadaşlarımız seçilmiş ve aşağıdaki sonuç bildirisinin örgütümüz ve kamuoyuna sunulması oybirliği ile kararlaştırılmıştır.

Dünya ekonomik ve siyasi açıdan önemli bir dönemeçtedir. Üretkenlikte zayıflama, işsizlik ve yoksulluk, reel ücretlerde gerileme, gelişmekte olan bazı ülkelerdeki sanayisizleşme; iklim değişikliğinin etkileri; pandemi döneminde ortaya çıkıp Rusya-Ukrayna savaşı, ABD/Batı ile Çin arasındaki gerilimler, İsrail-Filistin savaşı ve İsrail ile İran, Suriye, Lübnan, Yemen arasındaki gerilimle boyutlanan tedarik zincirlerindeki kırılmalar ve Çin'in ekonomi, teknoloji alanlarındaki yükselişi olguları; dünya ekonomisi ve siyasetinin gelecek perspektiflerini etkileyecek boyutlardadır. Ekono-

mi, teknoloji, istihdam, sağlık, gıda, iklim-çevre, savaşlar, uluslararası hukukun aşındırılması, büyük güçler arası rekabet, göçler, yoksulluk ve neo-faşizmin yükselişi boyutlarıyla çok katmanlı, toplu bir bunalım/kriz durumu vardır.

Sovyetler Birliği'nin çözülüşünün ardından oluşan tek kutuplu dünya düzeninin hakimi ABD ve onun öncülüğündeki emperyalist sistem, Yugoslavya'nın parçalanmasından Afganistan, Irak, Libya, Suriye, Yemen, Filistin ve Afrika'ya kadar birçok örnekte görüldüğü üzere, işbirlikçileriyle birlikte işgallere, savaşlara ve iç savaşlara neden olmuş; bu durum yoksulluk ve büyük göç-mülteci hareketlerine de yol açmıştır.

Emperyalizmin yayılmacı siyasetinin bir başka boyutu, savaş aygıtı 14 üyeli NATO'nun bugün 32 ülkeyi kapsar ve Rusya'yı kuşatır boyutlara ulaşmasıdır. Ülkemizdeki Saray iktidarı, Ukrayna'nın katılımı dahil, NATO'nun daha da büyütülmesinden yanadır.

Küreselleşme ve neoliberalizmin herkesi ihya edeceği iddiasının çöktüğü bir ortamda Çin'in yükselişi, Rusya'nın Ukrayna'yı işgalle verdiği karşılık ve İsrail'in emperyalizmin desteği ile Orta Doğu haritasında yapmak istediği değişiklik, dünya siyasetini yeni bir evreye sokan konular arasındadır.

Emperyalizm, hegemonyasını kıran Çin-Rusya ve müttefiklerini soğuk-sıcak savaş, ekonomik ve diğer ambargo yöntemleriyle engellemeye çalışmakta ise de ABD'nin başını çektiği tek kutuplu dünya düzeni dönemi sona ermiştir. Çok kutuplu, bölgesel gerilim ve çatışmalar üzerinden kozların kapışıldığı/kapışılacağı, yeni bir uluslararası siyasi ve kurumsal düzleme, yeni bir dünya düzenine gidış süreci söz konusudur.

Bu süreçte kamucu, korumacı ulusal politikalar gerekliliğiyle birlikte aktif sanayi politikaları tekrar gündeme gelmektedir. Ülkemizdeki iktidar ise kendi çıkarları açısından, neoliberal kemer sıkmacı, rantçı talancı, ülkemizi yoksullaştıran politikaları sürdürmekte ısrarcıdır.

Genel Kurulumuz, son gelişmeler bağlamında, İsrail'in Filistin halkına onlarca yıldır onulmaz acılar çektiren devlet terörü ile onun baş destekçileri olan emperyalist devletleri kınar ve Odamızın Filistin halkının son derece haklı istemlerinin yanında olduğunu ilan eder.

İktidar bu konuda ikiyüzlü bir politika izlemektedir. İsrail ile ticaret sürdürülerek Filistin halkına ihanet edilmektedir. İsrail ile yapılan tüm siyasi, askeri, ekonomik, diplomatik ilişki ve anlaşmalar derhal iptal edilmelidir.

İktidarın dış politikası, bir yandan emperyalizme ekonomik, siyasi, askeri bağımlılık; bir yandan da toplumsal muhalefeti baskı altında tutma, toplumu milliyetçi-şoven, mezhepçi, militarist eksenlerde kutuplaştırma, halklar-ülkeler arası düşmanlıkları körükleyen içeriktedir.

Emperyalizme bağımlılığa, Körfez ülkelerine bağımlılık eklenmiştir. Varlık Fonu'ndaki varlıklar, borç, ipotek, hisse verme, takas vb. yollarla bölge gericiliğine sunulmaktadır. Rusya'ya ise doğalgaz bağımlılığının ardından, nükleer santral yapımı üzerinden yeni bir bağımlılık halkası eklenmiştir. İktidarın, emperyalistler ve büyük güçler arası çelişkilerden yararlanma şekli, ülkemizin dışa bağımlılığını artırmaktadır.

İktidarın yaptığı, yapacağı her borç, kredi anlaşması, faiz yükleriyle birlikte gene halkımıza, bizlere yüklenecektir. Saray iktidarı ülkemizi yeni bir tür kapitülasyon cenderesine sokmuştur.

AKP iktidarında, Cumhuriyet dönemindeki bütün olumlu gelişmeleri tasfiye eden ve emperyalizm tarafından desteklenen karşı-devrimci bir rejim değişikliği olmuştur. Laiklik, demokrasi, kuvvetler ayrılığı, yargı bağımsızlığı, hukukun üstünlüğü, sosyal hukuk devleti, temel hak ve özgürlükler, liyakat normu, kamunun ekonomi ve topluma yö-





nelik üstlendiği olumlu işlevlerin tasfiyesi bu rejim değişikliğinin karakteristik öğeleridir. Yoğun bir dinselikleştirme, parti devleti, tek kişi egemenliği, kuralsız, keyfi bir yönetim söz konusudur.

Birçok afet ve işçi sağlığı-iş güvenliği alanıyla ilgili önleimsizliklerin toplumsal yıkım, cinayet ve adeta toplu katliamlara dönüşmesine neden olan kamusal hizmet ve denetimlerin tasfiyesi; fason ve esnek üretim ile rant eksensiz sermaye birikimi düzenlemeleri; mühendisliği ve meslek örgütlerimizi de etkilemektedir. Mühendislik, eğitimden başlayarak niteliksizleşme, yoksullaşma ve işsizlik kıskaçındadır.

İlk ve Ortaöğretimden başlayarak laik ve bilimsel eğitimden uzaklaşmak, plansız programsız yeni üniversite, fakülte ve bölümlerin açılması, mühendislik eğitimindeki niteliksizleşme sorununu derinleştirmiştir.

Kamusal üretim ve işletmeciliğin tasfiyesi, serbestleştirme-özelleştirmeler, üretim ile ihracatın ithalata bağımlılığı ve fason üretim olguları ülkemizi sanayisizleştirmiş, tarımı mahvetmiş, geçmişte kendi kendine yeten üretim yapan ülkemiz her alanda ithalata bağımlı hale gelmiştir.

Enflasyonun gerçek nedenleri olan ithal girdilere yüksek bağımlılıkla oluşan maliyetler ve maliyet üstü fiyat artışlarına yol açan şirketlerin büyük kârlarını gizleyerek, nedeni ücret artışlarına bağlamak; asgari ücreti hem sefalet düzeyindeki genel ücret haline getirmek, hem de yılda bir ile sınır-

lamak, emek ve halk düşmanı iktidarın sömürücü doğasına uygundur.

IMF'ci kemer sıkma siyasetini öngören Orta Vadeli Program ve AKP'nin adındaki gibi sahte bir içeriğe sahip olan son "Kalkınma Planı", neoliberal dönüşümle çok geriletilmiş olan sosyal güvenliği aşındırmanın yeni pragmatik halkalarıdır.

Tarihimizin tüm usulsüzlük ve yolsuzluklarını, borçlanma ve faiz ödeme düzeylerini, rant politikalarını, vergi adaletsizliklerini kat kat aşan, halkın yaşamını hayat pahalılığı, işsizlik, yoksulluk ile mahveden bir kötülükler iktidarı, felaketler iktidarı vardır. Siyasal İslamın totaliter karanlığı ile kapitalizmin yeni tipte faşizmler yönelimi, bu iktidarda cisimleşmiştir.

Kürt sorununda "açılım", "çözüm" gibi oyalama adımları, yerini militarist politikalar ve seçilmiş yasal temsilcilerin hapse gönderilmesine, halkın oylarının yok sayılmasına bırakmış, inkâr ve asimilasyon politikaları devam ettirilmiştir. Ana dilin eğitim ve yaşam alanında kullanımı önündeki yasal engellerin kaldırılması, sorunun demokratik ve barışçıl yöntemlerle çözüme kavuşturulması, tüm ilerici ve demokrat çevrelerin sorumluluğudur. Van Büyükşehir Belediye Başkanının mazbatasının geri alınmasına yönelik girişimin büyük bir toplumsal tepki ile boşa çıkarılması, toplumsal muhalefetin gücünü ortaya koymuştur. Bu dayanışmanın büyütülmesi toplumsal ve siyasal değişimin kapılarını açacaktır.

Mühendislerin özlük haklarına, ekonomik ve sosyal gereksinimlerine yönelik çalışmaların artırılması, mühendis emeği, işyerlerinde yaşanan problemler, ücret politikaları, SGK protokolünün gündeme alınması, mühendis asgari ücretinin belirlenmesi hakkımızın geri alınması için mücadelemizi sürdürüleceğiz.

Mevcut kapitalist düzende, kadınların ayrımcılığa uğraması, cinsel ve sınıfsal eşitsizlik, çoğunlukla birbirini beslemektedir. Cinsiyet ayrımcılığı, aile içi yaşamda, eğitim sürecinde ve çalışma hayatında en baskıcı hali ile kadınları etkilemektedir. Kadın mühendisler için çalışma yaşamı, her geçen gün daha da zorlaşmaktadır. Önümüzdeki dönemde toplumsal cinsiyet eşitliğini sağlamak için mücadeleye devam edilecektir

Son yerel seçim sonuçları ve işçi, çiftçi, sağlıkçı, eğitimci, kadın ve tüm emekçi tepkilerinde görüldüğü gibi halkımız, bu iktidarın sömürü ve zulüm rejimine karşı durmuştur.

Bizim safımız da burasıdır: TMMOB Makina Mühendisleri Odası, tüm zorbalıklara karşı süren toplumsal direniş dalgası içinde, halk egemenliği/halk demokrasisi, eşitlikçi, sömürsüz, laik, bilimin aydınlatıp geliştirdiği, üreten, kalkınan, barış ve kardeşlik içindeki bağımsız bir Türkiye için mücadele kararlılığını sürdürecektir.

Genel kurulumuz, emperyalizme, kapitalizme/neoliberalizme, faşizme, militarizme ve siyasal İslamcı iktidara karşı birlik, mücadele, dayanışma, demokrasi platformu ve Cumhuriyetçi, laik, demokratik, halkçı, toplumcu/kamucu bir yanıt olmuştur.

Genel kurulumuz, emek ve demokrasi güçlerinin bu zeminde birliğine; sömürü-zulüm iktidarından kurtuluşun toplumsal gereksinimleri esas alan kamucu politikalar temeli üzerinde kurulacak başka bir Türkiye için mücadele ile sağlanabileceğine işaret etmiştir.

Genel kurulumuz, 35 saatlik iş haftası için mücadeleleri destekler.

Genel kurulumuz, kamu kurumu niteliğindeki meslek kuruluşları ve TMMOB Yasası'nın değiştirilmesinin sürekli gündemde tutulduğu koşullarda Odamız ve TMMOB'mizin özerk demokratik yapısının korunarak sürdürülmesi için mücadeleyi tarihi bir sorumluluk olarak tekrar önümüze koymuştur.

Genel Kurulumuz, başta Gezi Tutsakları olmak üzere hukuksuz bir şekilde özgürlüklerinden mahrum bırakılan tüm dostlarımızla dayanışma içerisinde olmaya devam edecektir.

Genel Kurulumuz, Oda örgütlülüğünün geliştirilmesi ve derinleştirilmesi yönünde bir irade ortaya koymuş; işçi sınıfı ve tüm emekçilerin birlik, mücadele dayanışma günü olan 1 Mayıs'ta ülke genelinde alanları doldurma kararlılığıyla tamamlanmıştır.

Yaşasın MMO, Yaşasın TMMOB, Yaşasın Örgütlü Mücadelemiz.

## TMMOB MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI 50. OLAĞAN GENEL KURULU

