

MÜHENDİS VE MAKİNA

ENGINEER AND MACHINERY

ISSN 1300-3402 E-ISSN 2667-7520



tmmob makina mühendisleri odası yayın organı

www.mmo.org.tr/muhendismakina

Cilt/Vol 64 Sayı/No 710

Ocak-Mart/January-March 2023



TMMOB MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI MÜHENDİS VE MAKİNA DERGİSİ
UCTEA CHAMBER OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF ENGINEER AND MACHINERY
ISSN:1300-3402, E-ISSN:2667-7520



Mühendis ve Makina

Engineer and Machinery

YIL/YEAR : 2023

CİLT/VOLUME : 64

SAYI/ ISSUE : 710



İMTİYAZ SAHİBİ / PRIVILEGE OWNER

Yunus YENER

TMMOB MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI / UCTEA CHAMBER OF MECHANICAL ENGINEERS

SORUMLU YAZI İŞLERİ MÜDÜRÜ / PRODUCTION DIRECTOR

Yunus YENER

EDİTÖR / EDITOR IN CHIEF

Prof. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK

Pamukkale Üniversitesi/Pamukkale University

EDİTÖR YARDIMCILARI / ASSOCIATE EDITORS

Prof. Dr. L. Berrin ERBAY, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi /Eskisehir Osmangazi University

Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ, Çankaya Üniversitesi/Cankaya University

ALAN EDİTÖRLERİ / AREA EDITORS

Prof. Dr. Metin AKKÖK, Orta Doğu Teknik Üniversitesi/Middle East Technical University

Prof. Dr. Cemal MERAN, Pamukkale Üniversitesi/Pamukkale University

Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA, Trakya Üniversitesi/Trakya University

Dr. Öğr. Üye. Gurbet ÖRÇEN, Dicle Üniversitesi/Dicle University

YAYIN SEKRETERİ / EDITORIAL SECRETARY

Ceren YILMAZ ARAS

KAPAK VE SAYFA TASARIMI/ COVER AND PAGE DESIGN

Muazzez POLAT

TEKNİK SORUMLU / TECHNICAL ASSISTANT

Mehmet AYDIN

BASKI/PRINTED BY

Ankamat Matbaacılık Sanayi Ltd. Şti.

30. Cadde 538. Sokak No: 60 İvedik Organize Sanayi- Ankara

Tel: (0312) 394 54 94

BASKI SAYISI / CIRCULATION

1000

BASKI TARİHİ / PUBLISHING DATE

31 Mart 2023

YAYIN KURULU / EDITORIAL BOARD

- Prof. Dr. Metin AKKÖK, Orta Doğu Teknik Üniversitesi/Middle East Technical University, Ankara
Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ, Çankaya Üniversitesi/Çankaya University, Ankara
Prof. Dr. L. Berrin ERBAY, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi/Eskisehir Osmangazi University, Eskişehir
Prof. Dr. Cemal MERAN, Pamukkale Üniversitesi/Pamukkale University, Denizli
Prof. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK, Pamukkale Üniversitesi/Pamukkale University, Denizli
Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA, Trakya Üniversitesi/Trakya University, Edirne
Dr. Öğr. Üye. Gurbet ÖRÇEN, Dicle Üniversitesi/Dicle University, Diyarbakır

EDİTÖRLER KURULU / EDITORIAL BOARD

- Prof. Dr. C. Erdem İMRAK, İstanbul Teknik Üniversitesi/Istanbul Technical University, İstanbul
Prof. Dr. Erdiñç KALUÇ, Kocaeli Üniversitesi/Kocaeli University, Kocaeli
Prof. Dr. Ali GÜNGÖR, Ege Üniversitesi/Ege University
Prof. Dr. Hikmet RENDE, Akdeniz Üniversitesi/Akdeniz University, Antalya
Prof. Dr. Ali PINARBAŞI, Yıldız Teknik Üniversitesi/Yıldız Technical University,
Prof. Dr. Sedat BAYSEÇ, Gaziantep Üniversitesi/Gaziantep University
Prof. Dr. E. İlhan KONUKSEVEN, Orta Doğu Teknik Üniversitesi/Middle East Technical University, Ankara
Prof. Dr. Erol KILIÇKAP, Dicle Üniversitesi Dicle University, Diyarbakır
Prof. Dr. Mustafa YURDAKUL, Gazi Üniversitesi/Gazi University, Ankara
Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU, Gazi Üniversitesi/Gazi University, Ankara
Prof. Dr. Miroslaw BONEK, Silesian University of Technology, Poland
Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU, Karadeniz Teknik Üniversitesi/Karadeniz Technical University, Trabzon
Prof. Dr. Leszek A. DOBRZANSKI, Silesian University of Technology, Poland
Prof. Dr. Ö. Altan DOMBAYCI, Pamukkale Üniversitesi/Pamukkale University, Denizli
Prof. Dr. Halim GÜRGENCI, Queensland Üniversitesi/The University of Queensland, Australia
Prof. Dr. Hyung-MAN KIM, Power System and Sustainable Energy Laboratory (PSSEL), South Korea
Prof. Dr. Basim AL-NAJJAR, Linnaeus University, Sweden
Prof. Dr. Barış ÖZERDEM, İzmir Ekonomi Üniversitesi/Izmir University of Economics, İzmir
Prof. Dr. Melih Cemal KUŞHAN, ESOGÜ/Eskişehir Osmangazi University, Eskişehir
Doç. Dr. Tunç APATAY, Gazi Üniversitesi/Gazi University, Ankara
Doç. Dr. Yiğit TAŞÇIOĞLU, TED Üniversitesi/TED University, Ankara
Dr. Öğr. Üye. Nurdan BİLGİN, Ondokuz Mayıs Üniversitesi/Ondokuz Mayıs University, Samsun
Dr. Öğr. Üye. Kutluk Bilge ARIKAN, TED Üniversitesi/TED University, Ankara
Dr. Varlık ÖZERCİYES, AIRBUS, UK



*TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayın Organı olan Mühendis ve Makina dergisi TMMOB Makina Mühendisleri Odası üyelerine ücretsiz olarak gönderilir. 1957 yılından beri yayımlanan dergimiz, **hakemli** bir dergidir. Dergimizle ilgili detaylı bilgi almak için www.mmo.org.tr genel ağ adresinden yararlanabilirsiniz. Telefon, faks veya e-posta aracılığıyla da bize ulaşabilirsiniz.*

Dergimizin yer aldığı veritabanları



İÇİNDEKİLER/ CONTENTS

Araştırma Makaleleri / Research Articles

	Sayfalar
Sualtında Birleştirilen AH36 Gemi Sacının Mikro Yapı ve Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi Investigation of The Microstructural and Mechanical Properties of AH36 Sheet Metal Joined By Underwater Welding Nur Benuşe YILDIZ, Uğur GÜROL, Hakan BAYKAL, Mustafa KOÇAK	1-16
Hidrolik Tahrikli Aks Mili Test Sisteminin Adaptif Bulanık PID ile Kontrolü Adaptive Fuzzy PID Control Of Hydraulically Driven Axle Shaft Test System Göktürk TAŞAĞIL, Muzaffer METİN, Timuçin BAYRAM	17-38
Tork Konvertör Tasarımında Farklı İç Torus Geometrilerinin Hidrodinamik Performans Açısından İncelenmesi Investigation Of Different Inner Torus Geometries in Terms of Hydrodynamic Performance For Torque Converter Design Mehmet Can DURUKAN, Aydın TEKEREK, Şafak AKGÜNLÜ, Oğuzhan ÇİFTÇİ, Metin Kemal GÖKÇE, Alper ALTINIŞIK	39-61
Grafen Oksit (GO)-Su Nanoakışkanlı ve Kanatçıklı Birleşik Jet Akışlı Kanallarda Isı Transferinin Araştırılması Investigation of Heat Transfer in Combined Jet Flow Channels With Graphene Oxide (Go)-Water Nanofluid and Fin Doğan Engin ALNAK, Koray KARABULUT	62-90
Carreau Akışkanının Dikey Germe Silindirindeki Akış Karakteristiklerinin Yapay Zeka Yaklaşımıyla Analizi Analysis of Flow Characteristics of Carreau Fluid in a Vertical Stretching Cylinder with Artificial Intelligence Approach Andaç Batur ÇOLAK	91-113
Bir Villanın Isı Pompası ile Isıtılmasının Performans ve Çevresel İncelenmesi Performance and Environmental Investigation of Heating a Villa With a Heat Pump Fatih YILMAZER, Arslan Çağlayan GÜREL, Özey AKDEMİR	114-136
Atmosferik Basıncılı Plazma ve Alevle Dağlama Yüzey Aktivasyon İşlemlerinin Karşılaştırılması, Astarsız Boyanabilirliğinin İncelenmesi Comparison of Atmospheric Pressure Plasma and Flame Etching Surface Activation Processes, Investigation of Primerless Paintability Kadir AYAS, Adem KARACA, İsmail Hakan ÇETINKAYA, Kadir ÇAVDAR	137-152
Yenilikçi Uyarlanabilir Bir Zarf Koruma Sisteminin Farklı Rüzgar Türbinleri Üzerindeki Etkinliğinin İncelenmesi Investigation of the Efficacy of a New Envelope Protection System on Different Wind Turbines Mustafa ŞAHİN, İlkay YAVRUCUK	153-174
3-Years Energetic and Economic Analysis of a 30kWp Rooftop PV Power Plant 30kWp Çatı Tipi PV Santralinin 3 Yıllık Enerjik ve Ekonomik Analizi Ali Murat ATEŞ	175-194



Sualtıta Birleştirilen AH36 Gemi Sacının Mikro Yapı ve Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi

Nur Benuş Yıldız¹, Uğur Gürol², Hakan Baykal³, Mustafa Koçak⁴

ÖZ

Bu çalışmada, örtülü elektrot ark kaynağı yöntemi ile yerli E6013 rutil elektrotlar (GeKaTec UW E6013) kullanılarak gemi imalat sektöründe; gemilerin gövdesinde ve tankların yapımında yaygın olarak kullanılan AH36 çelik plakaları su altında alın altına birleştirilmiştir. Kaynak işlemleri gerçek deniz ortamında 4 metrelik bir derinlikte uzman sanayi dalgıçları tarafından gerçekleştirilmiştir. Plakalar ilk olarak AWS D3.6 standardının gerekliliklerine uygun olarak tahribatsız muayene testlerine tabi tutulmuştur. Daha sonra su altında birleştirilen kaynaklı plakaların mekanik özelliklerini belirlemek amacıyla sertlik, çentik darbe, eğme ve çekme testleri uygulanmış olup, sonuçlar kaynak bölgesinde meydana gelen mikro yapısal dönüşümlerle birlikte yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Islak sualtı kaynağı, sualtı kaynak elektrotu, AH36 gemi sacı, mekanik test, mikro yapı incelemesi

Investigation of The Microstructural and Mechanical Properties of AH36 Sheet Metal Joined By Underwater Welding

ABSTRACT

In this study, AH36 steel plates, commonly used in the hull of ships and the construction of tanks in the marine industry, were butt welded underwater using the shielded metal arc welding method and E6013 (GeKaTec UW E6013) rutile electrodes. Welding operations were carried out by expert industrial divers at a depth of 4 meters in a real sea environment. The plates were first subjected to non-destructive testing tests by the requirements of the AWS D3.6 standard. Then, hardness, Charpy impact, bending, and tensile tests were performed to determine the mechanical properties of the welded plates joined underwater. Finally, the results were interpreted together with the microstructural transformations in the weld area.

Keywords: Underwater wet welding, underwater welding electrode, AH36 ship steel, mechanical test, microstructural characterization

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 24.11.2021
Kabul/Accepted : 06.06.2022

¹ Gedik Kaynak A.Ş., Araştırma ve Geliştirme Merkezi, İstanbul, nyildiz@gedik.com.tr ORCID: 0000-0001-5171-2495

² Gedik Kaynak A.Ş., Araştırma ve Geliştirme Merkezi, İstanbul, İstanbul Gedik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Metalurji ve Malzeme Mühendisliği, İstanbul- ugurol@gedik.com.tr, ORCID: 0000-0002-3205-7226

³ Gedik Kaynak A.Ş., Araştırma ve Geliştirme Merkezi, İstanbul hbaykal@gedik.com.tr, ORCID: 0000-0002-8007-408X

⁴ İstanbul Gedik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, İstanbul mkocak@gedik.com.tr, ORCID: 0000-0001-9193-7277



EXTENDED ABSTRACT

Introduction/Background

Underwater welding is mainly used in the rescue operations of ships, maintenance of underwater pipelines, and manufacture of large ships and offshore structures that cannot be taken to the shipyard. Underwater welding technology can be roughly classified into three types: dry welding, local cavity welding, and wet welding. The wet welding process is preferred because of the flexible and easy-to-use equipment that allows the diver to perform the welding process in the sea water (Rowe and Liu, 2001; Garašić). The most used wet welding technique is shielded metal arc welding (SMAW) due to its cost effectiveness and easily accessible consumables (Fydrych, Labanowski and Rogalski, 2013; Labanowski, 2011; Winarto, Purnama and Churniawan, 2018). Different types of electrodes can be used for SMAW techniques. However, rutile-based electrodes show better arc stability, weld seam appearance and weld quality (Rowe and Liu, 2001).

On the other hand, AH36 steel plates are commonly used in constructing ship's hulls and tanks due to their high fatigue and impact resistance properties compared to C-Mn steel plates. Therefore, the welding capabilities of these steels are the most important criteria as the main material properties. Thus, with the increase in the number of underwater applications in our country, the development of domestic underwater electrodes, the preparation of welding procedure specifications (WPS), and guidance documents for underwater welding applications have gained importance.

Objectives/ Research Purpose

In this study, AH36 steel plates commonly used in the hull of ships and the construction of tanks in the marine industry were underwater butt welded using the shielded metal arc welding method. It was aimed to reveal the destructive and non-destructive test results of the welds performed with locally developed GeKaTec UW E6013 underwater electrodes and to share numerical data for the user and design offices that can be used during the construction and repair welding of underwater operation.

Methods/Methodology

AH36 Grade A steel plates with the dimensions of 12x150x400 mm were joined using the Ø4 mm rutile-based electrodes classified by AWS A 5.35 (Specification for Covered Electrodes for Underwater Wet Shielded Metal Arc Welding) standard. The developed electrodes were coated with a special paraffin-based insulating material before the welding. Welding operations were carried out by expert industrial divers at a depth of 4 meters in a real sea environment, İstanbul, Turkey. The plates were subjected to non-destructive and destructive tests by the requirements of the AWS D3.6 standard. The results were interpreted together with the microstructural transformations in the weld area.

Discussion and Conclusions

No linear indication was found by visual and radiographic inspection of the plate joined underwater. Only some small porosities and slag inclusions that do not exceed the acceptance criteria of AWS D3.6 Class B Welds were found in the 20 to 30 cm weld region of the radiographic film images.

The microstructural investigation showed that columnar zone in weld metal consists of acicular ferrite, grain boundary ferrite, and Widmanstätten ferrite. In contrast, the reheated regions are dominated by polygonal ferrite with a small amount of grain boundary pearlite. Moreover, due to rapid cooling, the HAZ is characterized by martensitic and bainitic microstructure. Transverse hardness tests confirmed microstructural results, and it was observed that the highest hardness was found in the HAZ region (Avr. 391 HV). In contrast, the lowest hardness was obtained in the base metal and reheated



regions of the weld (180-190 HV). However, the Vickers hardness measurements of the underwater welds shall not exceed 375 HV for the AWS D3.6 Class B Welds. Therefore, heat input optimization is the most important criterion for underwater welds. Gao, Wang, Cheng, Deng and Xu (2016) reported that an increase in heat input decreased the hardness of HAZ and Charpy impact toughness values due to grain coarsening effect and increased diffusible hydrogen content.

The fracture of tensile specimens occurred in the base metal. This revealed that the load-bearing capacity of the underwater weld was found to be higher than the base metal (overmatching). This showed that the performance expected from successful atmospheric welding was also achieved in underwater welding. Moreover, the % elongation of welded joint was found to be 47% lower than AH36 base metal, while yield and tensile results showed similar values. Because the hard phases and overmatching condition in the welded area prevented the deformation and caused it to occur outside the weld (Kahraman, Gülenç ve Durgutlu, 2005). The face and root bending specimens were fractured at approximately 40° and 50°. This was associated with the presence of hard phases formed in the weld metal and HAZ region due to rapid cooling under water and possibly the presence of slag inclusion in the internal structure. The most important finding of this study is that the Charpy impact test result met the minimum requirements of AWS D3.6 Class B welds (>27J), and the impact toughness results of HAZ were found to be 50 J higher than weld metal. This was associated with the crack starting from the HAZ and progressing to the reheated region of the weld, which has low hardness and lower yield strength.



1. GİRİŞ

Sualtı kaynağı, su yüzeyinin altında belirli bir derinlikte, kuru veya ıslak bir ortamda yapılan kaynaktır. Sualtı ıslak kaynağı, dalgıcın sudaki kaynak işlemini gerçekleştirmesine izin veren esnek ve kullanımı kolay ekipmanlar nedeniyle daha çok tercih edilmektedir (Rowe and Liu, 2001; Garašić). Gemilerin bakımı, onarımı ve su altı boru hatları uygulamalarında işlem süresi ve maliyetleri düşürmek için su altı kaynak teknolojilerinde farklı kaynak yöntemleri kullanılmaktadır. Islak sualtı kaynağında; Örtülü Elektrot Ark Kaynağı (SMAW) yöntemi ekonomik maliyeti ve kolaylıkla ulaşılabılır sarf malzemeleri nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır (Fydrych, Labanowski and Rogalski, 2013; Labanowski, 2011; Winarto, Purnama and Churniawan, 2018). Rutil örtülü elektrotlar, su altı ıslak kaynak için en yaygın kullanılan sarf malzemesi olup, literatürde rutil tip elektrotların su altında ark kararlılığı ve kaynak dikişi görünümü açısından daha iyi performans gösterdiği raporlanmıştır (Rowe and Liu, 2001). Su altı kaynaklarının kalitesi, benzer atmosferik kaynaklardan önemli ölçüde daha düşüktür. Bununla ilgili olarak literatürde atmosferik ortamda gerçekleştirilen kaynakların su altında gerçekleştirilen kaynaklara nazaran %50 daha yüksek çentik darbe tokluğu verdiği raporlanmıştır (Çolak, Ayan ve Kahraman, 2020). Yine bir başka çalışmada su altında birleştirilen kaynaklı plakaların uzama değerinin atmosferik kaynaklara kıyasla ~%48 oranında daha düşük olduğu bildirilmiştir (Gürol ve diğ., 2022). Ancak bu değerlere rağmen su altı kaynak işlemleri geçici onarım kaynakları ve kurtarma uygulamaları için; yöntem kolaylığı ve düşük maliyetleri nedeniyle yaygın olarak kullanılmaya devam etmektedir (Brown and Masubuchi, 1975; Tomkow, Fydrych and Wilk, 2020a).

Gemilerin gövdesi ve tankların yapımında yaygın olarak; ASTM A131/A çeliğinin bir kalitesi olan AH36 çelikleri kullanılmaktadır. AH36 çelikleri tavlamadan hemen sonra su veya havada soğutulur. Yüksek mukavemetli düşük alaşımlı (HSLA) ve sıcak hadelenmiş AH36 çelikleri, karbon çeliklerine kıyasla; daha yüksek yorulma ve darbe dayanımı, bombe ve sehim gerilmelerine karşı daha yüksek mukavemet özellikleri sebebiyle daha ince ve daha düşük ağırlıkta tercih sebebi olarak kullanılan saclardır (Winarto et al., 2018; Alajmi and Alqenaeci, 2017; Boutsali, 2016, Balık, 2008). Fakat, bu çeliklerin ana malzeme özellikleri kadar kaynak kabiliyetleri de çok önemlidir. Tüm dünyada sualtı bakım onarım kaynaklarında ve askeri uygulamalarda en çok AWS A5.35 standardına göre E6013 rutil karakterli elektrotların tercih edildiği bilinmektedir (İmdat, Kaya ve Kahraman, 2018). Bu motivasyon ile gerçekleştirdiğimiz çalışmamızda yerli olarak geliştirilen GeKaTec UW E6013 elektrotları kullanılarak gemi inşa sektöründe yaygın olarak kullanılan AH36 kaliteye sahip plakalar alın altına (butt-weld) birleştirilmiş ve kaynaklı plakanın mikro yapı & mekanik özellikleri arasındaki ilişki yorumlanmıştır.

2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada Tablo 1’de kimyasal bileşimi ve Tablo 2’de mekanik özellikleri verilen 12x150x400mm boyutlarındaki AH36 kalite plakalar örtülü elektrot ark kaynağı ile su altında birleştirilmiştir.

Tablo 1. Ana Malzemenin Kimyasal Bileşimi (% ağırlıkça) ve Karbon Eşdeğeri

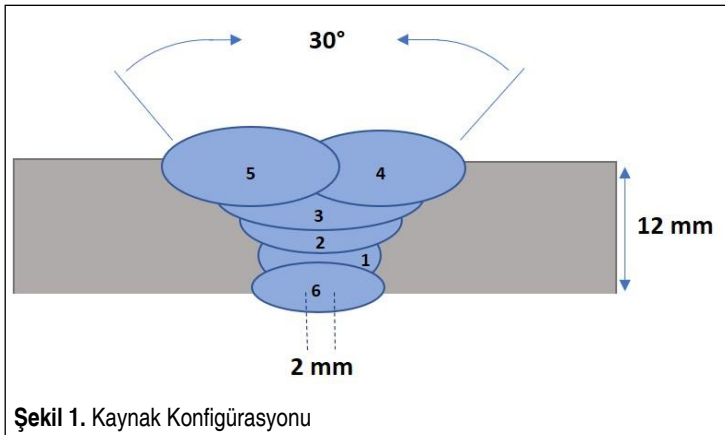
Malzeme	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	V	Ce _{IHW} ¹
AH36	0,11	0,19	1,27	0,016	0,007	0,082	0,083	0,012	0,052	0,36

¹ Uluslararası Kaynak Enstitüsüne (IIW) göre karbon eş değeri

Tablo 2. Ana Malzeme Mekanik Özellikleri

Malzeme	Akma Dayanımı, R _e (MPa)	Çekme Dayanımı, R _m (MPa)	Uzama, (%)	Darbe Tokluğu (0°C) (J)
AH36	445	573	31,6	141 boyuna

Kaynak konfigürasyonu Şekil 1’de görüldüğü gibi 30° V kaynak ağızı açılmış parçada 6 pasolu (3 dolgu pasosu, 2 kapak pasosu ve 1 kök pasosu) olarak tasarlanmıştır. Kaynak işlemi; AWS D3.6 standardına göre; İstanbul Gedik Üniversitesi Su Altı Teknolojileri bölümüne ait 4 metre derinliğe sahip sualtı kaynak sahasında gerçekleştirilmiştir. İlave kaynak metali olarak; 4,00 mm çapına sahip parafin bazlı özel yalıtım malzemesi ile kaplı GeKaTec UW E6013 su altı elektrotları kullanılmıştır. Tomkow ve diğ. (2020a) parafin kaplamanın elektrotların yayılabilir hidrojen oranını farklı tür su altı elektrotlarına kıyasla %24, elektrot örtüsü dışında ilave bir kaplaması olmayan elektrotlara göre ise %35 oranında azalttığını raporlamıştır.



Kaynak işlem esnasında kaydedilen proses parametreleri Tablo 3'te verilmiştir. Nominal ısı girdisi 1,41 kJ/mm olarak hesaplanmıştır. Kaynaklı birleştirme sonrası kapak ve kök pasolarındaki cüruf ve sıçrıntı temizlendikten sonra; AWS D3.6 Class B standardına uygun olarak görsel muayene, manyetik muayene ve radyografik muayeneleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra soğutma sıvısı kullanarak şerit testere tezgahında mekanik testler ve mikro yapı incelemeleri için numune çıkartma işlemi gerçekleştirilmiştir. Kesme işleminde kaynaklı plakanın başlangıç ve bitiş noktalarından 25 mm'lik kısımlar kesilerek ayrılmıştır. Kalan plakadan kaynak yönü takip edilerek; EN ISO 15614-1 standardına uygun olarak 2 adet çekme, 4 adet eğme, 3 set standart Charpy-V çentik ve 1 adet makro ve sertlik numuneleri çıkartılmıştır.

Tablo 3. Kaynak Parametreleri

Akım (A)	Voltaj (V)	Hız (cm/dk)	Ortam Sıcaklığı (°C)	Derinlik (m)	Isı Girdisi (kJ/mm)
170	36	26	18	4	1,41

Mikro yapı ve sertlik incelemeleri için kullanılacak olan makro yapı numunesi klasik metalografik numune hazırlama işlemleri (zımparalama ve parlatma) tamamlandıktan sonra %5'lik Pikral çözeltisi içerisine daldırılarak 2 dk süreyle dağlanmıştır. Dağlama sonrası su ile yıkanp, etil alkol ile temizlendikten sonra sıcak hava üflecisi ile kurutulmuştur. Makro yapı görüntüleri; Nikon SMZ745T marka/model stereo mikroskop ile, mikro yapı görüntüleri LEICA DMi8 marka/model optik mikroskop ile görüntülenmiş; sertlik ölçümleri, DuraScan-70 G5 model tam otomatik sertlik cihazı kullanılarak Vickers (HV) metoduyla 1 kgf'lik yük altında yapılmıştır. Kaynaklı plakanın sertlik dağılımının incelenmesi için yüzeyin 2 mm altından ve kaynak merkezinden dikeyde 1 mm aralıklarla, 3 sıra, 31 adet sertlik ölçümü yapılmıştır. Çentik darbe testleri oda sıcaklığında -2°C de Zwick RKP 300 marka cihaz kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Her bir bölge için (ana metal, kaynak metali ve ITAB) TS EN ISO 9016 standardına göre 10x10x55 mm ebatlarında 3'er adet numune çıkarılmış ve TS EN ISO 148-1'e standardına göre test edilmiştir. Sonuç olarak da bu 3 numunenin ortalaması baz alınmıştır. Çekme testleri ve eğme testleri oda sıcaklığında Zwick Roell 600E marka cihaz ile gerçekleştirilmiştir.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

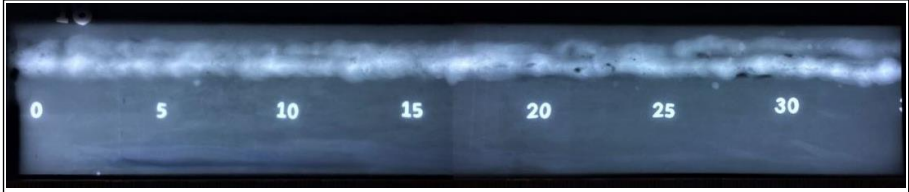
AWS D3.6:2017 standardı sualtı kaynaklarını A ve B sınıf olmak üzere iki sınıfa ayırmaktadır. Islak sualtı kaynak işlemlerinde kullanım amacı olarak; sınırlı yapısal kaliteye sahip tamir kaynakları için, A tipi kaynaklara göre daha esnek kabul kriterleri olan B tipi kaynaklar kalite seviyesi olarak baz alınmaktadır (Pessoa et al., 2013). Şekil 2'de sualtında UW E6013 elektrotlarla birleştirilen AH36 plakanın kaynak di-

kişi görüntüsü verilmiştir. Kaynak dikiş görüntüsü genel itibariyle atmosferik ortamda yapılan kaynaklara göre farklılık göstermektedir. Bu durum kaynak esnasında ark etrafında oluşan hava kabarcıkları nedeniyle kaynakçı görüşünün kısıtlanmasından kaynaklanmaktadır. Fakat çalışmamızda kullanılan kaynaklı plakanın görsel muayeneleri sonucunda AWS D3.6M Class B ye göre; fazla/eksik kaynak kepi, porozite ve yüzeysel çatlaklar gibi standart kriterlerini aşan herhangi bir süreksizlik tespit edilmiştir. Bu bağlamda görsel olarak başarılı bir kaynak elde edilmiştir.



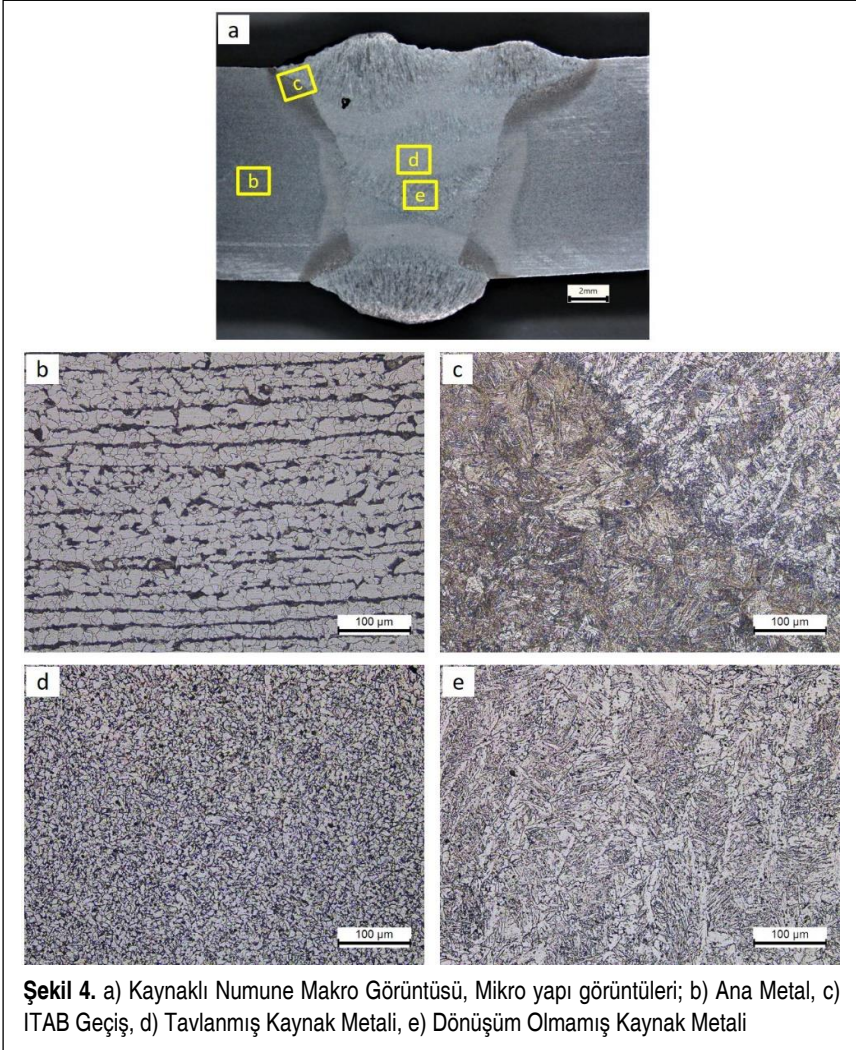
Şekil 2. Su Altında Kaynatılan 400 mm Uzunluğundaki Plakanın Kaynak Dikiş Görüntüsü

Şekil 3'te birleştirilen plakanın radyografik film görüntüsü verilmiştir. 0-20 mm aralığında nispeten temiz bir kaynak dikişi elde edilirken, 20-30cm aralığındaki bölgelerde AWS D3.6 standardı B sınıfı kaynaklar için belirtilen kriterleri aşmayan izole ve kümülatif gözenek ve cüruf kalıntıları tespit edilmiştir.



Şekil 3. Su Altında Kaynatılan Plakanın Radyografik Film Görüntüsü

Kaynaklı parçanın pasolar arası geçişi ve ITAB genişliğini değerlendirmek için alınan makro yapı görüntüsü Şekil 4a'da verilmiştir. Kök ve kapak pasoların kolonsal katılaşma sergiledikleri görülmektedir. Ara pasoların ise kaynak işlemi esnasında oluşan termal döngüler nedeniyle tavlandığı ve bu sebeple de kaynak metalindeki kolonsal yönelmenin yerini daha küçük eş eksenli tanelere bıraktığı görülmektedir. Ayrıca, üst kapak pasoda AWS D3.6 standardı kabul kriterleri içerisinde olan cüruf kalıntısı tespit edilmiştir. Daha detaylı incelemeler için Şekil 4a'da gösterilen farklı bölgelerden mikro yapı incelemeleri gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda Şekil 4b'de, ana malzeme yapısının hadde yönü boyunca dağılmış eş eksenel ferrit (açık renkli bölgeler) ve perlitik yapıdan (koyu renkli bölgeler) oluştuğu görülmektedir. ITAB bölgesinde hızlı soğumaya bağlı olarak kaba taneli martenzitik+beynitik yapının oluştuğu Şekil 4c'de net bir şekilde görülmektedir. Öte yandan çoklu paso kaynak işleminin doğası gereği termal döngüler nedeniyle kaynak bölgesinde ısıdan etkilenmiş ve etkilenmemiş bölgeler oluştuğu görülmüştür. Şekil 4d'de kendinden sonraki pasolar tarafından

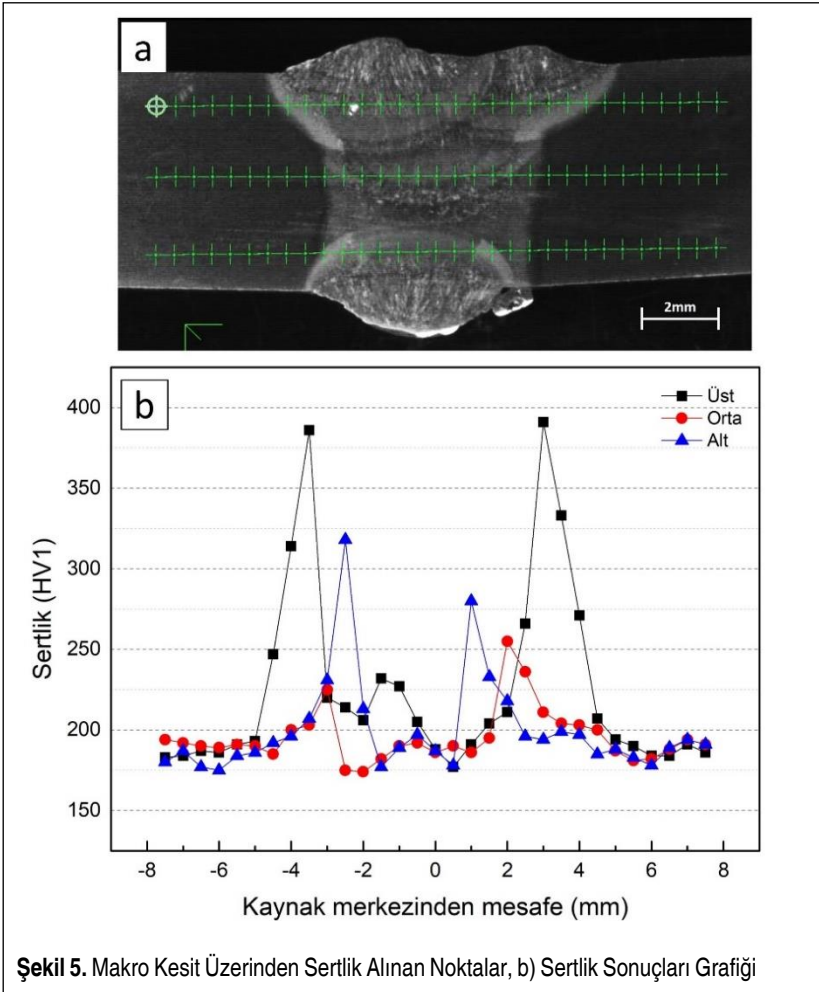


Şekil 4. a) Kaynaklı Numune Makro Görüntüsü, Mikro yapı görüntüleri; b) Ana Metal, c) ITAB Geçiş, d) Tavllanmış Kaynak Metali, e) Dönüşüm Olmamış Kaynak Metali

tavllanmış bölgenin mikro yapısı, Şekil 4e’de ise nispeten ısıdan etkilenmemiş ve kolonsal yönelmenin olduğu bölgenin mikro yapısı gösterilmektedir. Tavllanmış bölge oldukça küçük tane boyutuna sahip poligonall ferrit yapısı ile tane sınırları boyunca çökelmiş perlit fazından oluşmaktadır. Kolonsal kaynak metali ise asiküler ferrit, tane sınırı ferrit ve Widmanstatten ferrit yapısından oluşmaktadır.

Şekil 5a’da sertlik test bölgeleri, Şekil 5b’de ise sertlik test sonuçları gösterilmektedir. Sertlik incelemeleri yüzeyin 2mm altından, kaynağın orta bölgesinden ve alt yüzeyin 2 mm üzerinden gerçekleştirilmiştir. Su altı kaynak testlerinin gerçekleştirildiği AWS D3.6M: 2010 standardına göre B sınıfı kaynaklar için maksimum sertlik değeri 375

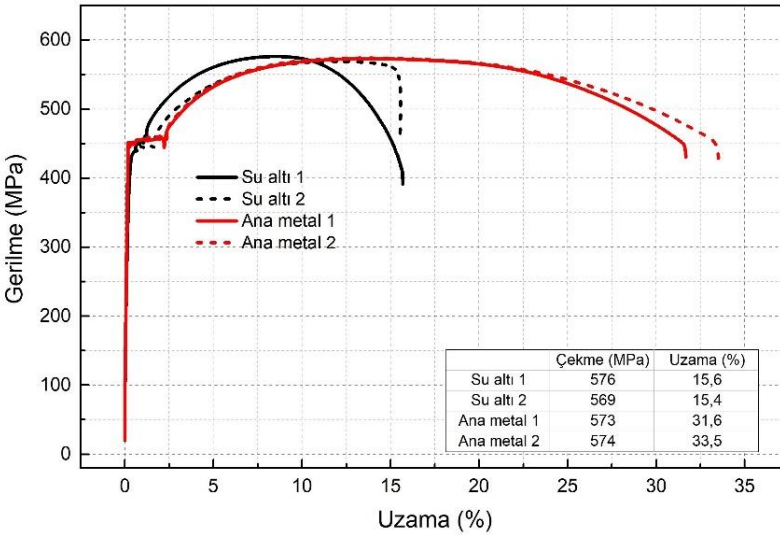
HV olması gerekmektedir. Çalışmamızda en yüksek sertlik değeri üst kapak pasonun ITAB bölgesinde 391HV olarak ölçülmesine rağmen dolgu pasolarının ITAB bölgelerinde sertlik değerinin 250HV civarlarına kadar düştüğü gözlenmiştir. ITAB'ı takiben kaynak bölgesindeki tavlınmamış bölgelerin sertliğinin maksimum 230 HV olduğu ve ana metalinde 180-190 HV sertlik değerlerine sahip olduğu görülmüştür. Burada ısı girdisinin kontrolü oldukça önem arz etmektedir. Gao ve diğ. (2016) S355 kalite plakaları E7014 elektrodu kullanarak üç farklı ısı girdisi ile birleştirdikleri çalışmalarında artan ısı girdisiyle ITAB bölgesindeki sertliğin azaldığını; aynı şekilde çentik darbe direncinin de benzer oranlarda düşüş gösterdiğini raporlamışlardır. Bu durumun artan ısı girdisiyle tanelerin irileşmesinden ve yayılabilir hidrojen oranının artmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Yine aynı çalışmada bizim çalışmamıza benzer



oranda 1.5kj/mm lik ısı girdisiyle yapılan kaynaklarda ortalama 395 HV sertlik değeri elde edildiği belirtilmiştir.

Ana malzeme ve kaynaklı parçaya ait çekme test grafikleri Şekil 6’de verilmiştir. Kaynak bölgesindeki yüksek sertlik değerleri bölgesel olarak çekme değerini yüksek kıldığından kaynak metalinin çekme dayanımını yükseltmiştir (Overmatching). Buna bağlı olarak da Şekil 7’de gösterildiği üzere kopma ana metalden gerçekleşmiştir -ki bu kaynaklı birleştirmelerden istenen mekanik performanstır. Diğer bir deyişle, kaynak bölgesinin yük taşıma kapasitesinin ana malzemeden daha yüksek olması beklenir. Öte yandan, kaynaklı numunelerin akma ve çekme değerlerinin ana malzeme ile benzer olduğu görülmektedir. Fakat, su altında kaynatılan plakaların % uzama değerleri ana malzeme % uzama değerlerine göre %47 daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Bunun sebebi olarak çekme testi sırasında kaynaklı bölgenin yüksek mukavemeti nedeni ile plastik deformasyonu engellemesi gösterilebilir (Kahraman ve diğ., 2005). Dolayısıyla, kopma ana malzemeden olsa bile, kaynaklı bölgenin çekme testi sırasında deformasyona uğramamasından dolayı kaynak genişliği ile aynı oranda % uzama değerlerinin düşük olması beklenmektedir. Buradaki en önemli nokta kaynak metalindeki uzama kapasitesinin %15 civarında değerlere sahip olması ki bu uzama sualtı ıslak kaynak metalinin mekanik değerleri için oldukça iyi değerler olarak değerlendirilmektedir.

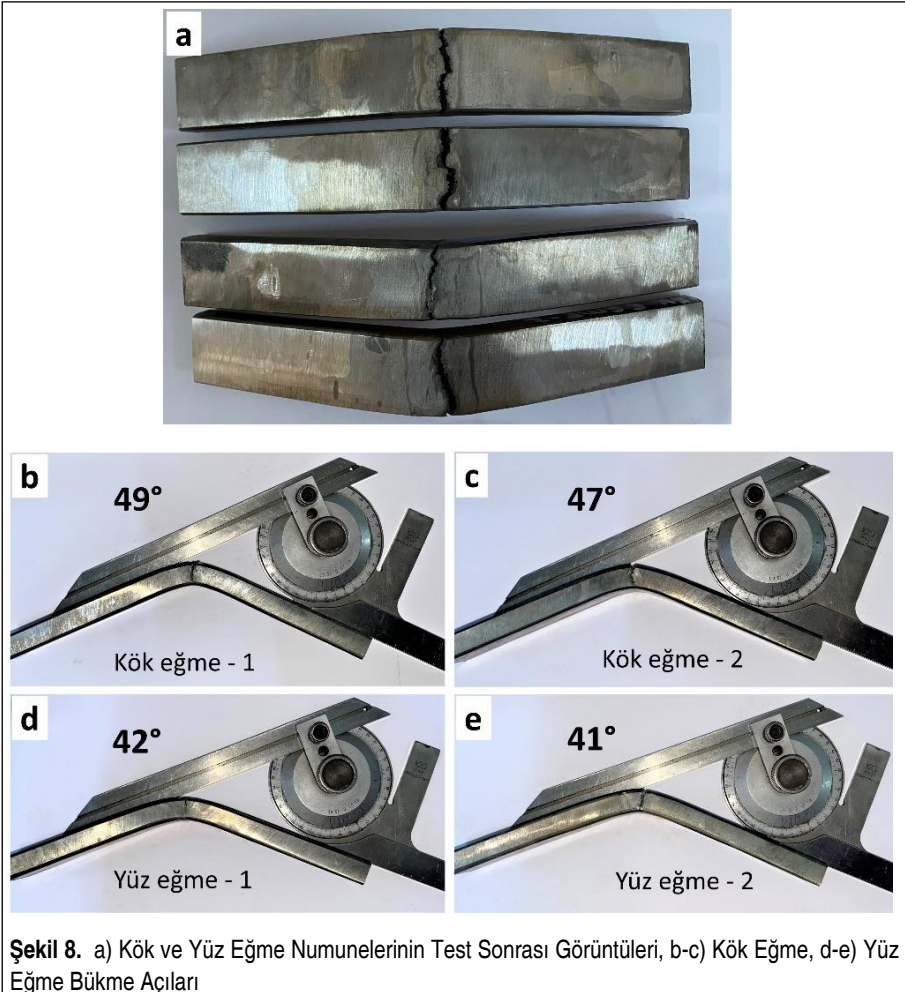
Kaynaklı numunelere TS EN ISO 5173 standardına uygun olarak 2 adet kök ve 2 adet yüz testi gerçekleştirilmiş olup numunelerin test sonrası kırılma görüntüleri ve



Şekil 6. Çekme Test Sonuçları

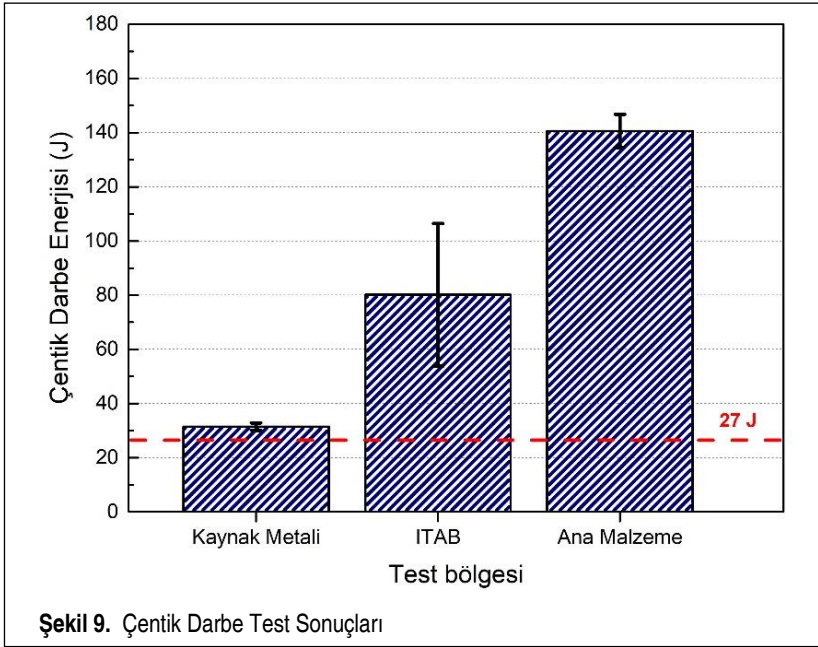


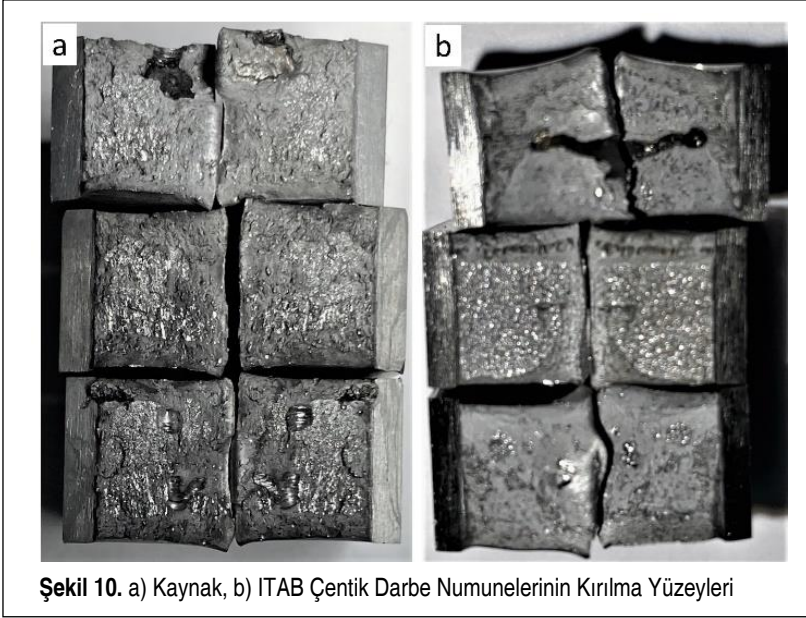
kırılma açıları Şekil 8’de verilmiştir. Tüm numunelerde; sertlik sonuçlarını doğrular şekilde ana malzemeye göre daha sert ve gevrek davranış sergileyen kaynak ve ITAB bölgelerinden kırılmalar görülmüştür. Bu bağlamda kök eğme numuneleri yaklaşık



50°'de hasara uğrarken, yüz eğme numunelerinde ise yaklaşık 40°'lerde hasara uğramıştır. Eğme testleri sonrasında kırık yüzeyler incelendiğinde pasolar arasında cüruf kalıntılarının olduğu görülmüştür. Kırılmalara ayrıca kaynak metalindeki pasolar arasında kalan cüruf kalıntılarının da sebebiyet verdiği düşünülmektedir. Literatürde, TTomkow, Janeczek, Rogalski ve Wolski (2020b) S460N kalite çeliklerin G 46 4 M21 4Si1 ilave metali kullanılarak gaz altı kaynak yöntemi ile su altında ıslak ortamda ve atmosferik ortamda birleştirdikleri çalışmalarında atmosferik ortamda ve su altında birleştirilen numunelerin çekme test sonuçlarının birbirlerine yakın sonuçlar vermesine rağmen eğme test sonuçlarının bariz farklı olduğu raporlanmıştır. Aynı çalışmada kaynaklı numunelere uygulanan kök ve yüz eğme testleri sonucunda atmosferik ortamda birleştirilen plakalarda bükme açısının makro bir kusur olmaması durumunda 180°'ye kadar ulaşıldığı, fakat su altında birleştirilen numunelerde 10° ile 60° arasında bir bükme açısı elde edildiği belirtilmiştir. Bu da elde edilen sonuçlarımızın literatür ile benzer olduğunu göstermektedir.

AWS D.3.6 standardında A sınıfı ve B sınıfı kaynakların her ikisi içinde çentik darbe enerjilerinin minimum 27J olması gerektiği belirtilmektedir. Bu çalışmamızda kaynaklı parçanın, ana malzeme, kaynak bölgesi ve ısı tesiri altında kalan bölge (ITAB) bölgelerinden -2°C'de 3'er adet çentik darbe testi yapılmıştır. Çentik darbe test sonuçları Şekil 9'da; test sonrası numune yüzey görüntüleri ise Şekil 10'da verilmiştir. Kaynak ve ITAB numunelerinde cüruf hatalarının varlığı net bir şekilde görülmek-

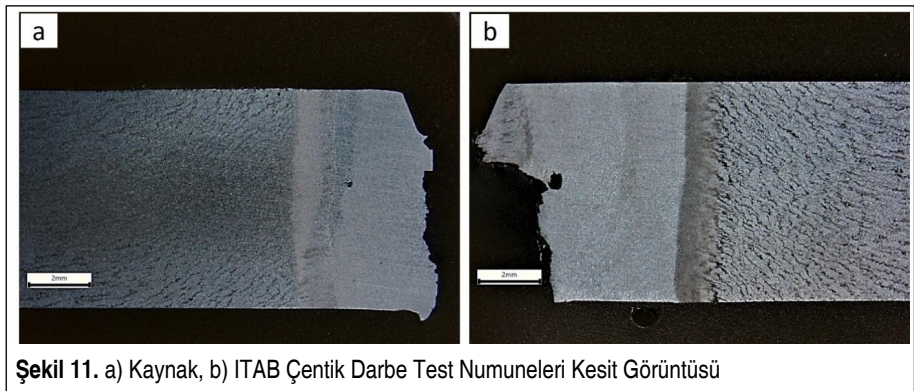




Şekil 10. a) Kaynak, b) ITAB Çentik Darbe Numunelerinin Kırılma Yüzeyleri

tedir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde sertlik sonuçları ile doğru orantılı olarak en yüksek çentik darbe dayanımı ortalama 141J ile ana malzemede tespit edilmiştir. Kaynak metali ise AWS D3.6 standardında belirtilen min. 27J değerinin hemen üzerinde 31J olarak ölçülmüştür. Fakat, en yüksek sertlik değerinin ITAB bölgesinde elde edilmesine rağmen ITAB bölgesinin çentik darbe direnci kaynak metalinden ortalama 50J daha yüksek çıktığı görülmüştür.

ITAB bölgesindeki çentik artışının sebebini anlamak ve kaynak bölgesi ile kıyaslayabilmek için çentik numuneleri çentik yönüne dik olarak frezelenmiş ve metalografik numune hazırlama işlemlerine tabi tutulmuştur. Burada amaç dinamik yüklemeye altın-



Şekil 11. a) Kaynak, b) ITAB Çentik Darbe Test Numuneleri Kesit Görüntüsü



da var olan bir çatlakın ilerleme yönünü inceleme ve darbe tokluğu/çentik bölgesi arasındaki ilişkiyi anlamaktır. Numunelere ait makro görüntüler Şekil 11’de verilmiştir. İki numunede de cüruf kalıntılarının varlığı dikkat çekmektedir. Kaynak bölgesinden yapılan çentik testinde çatlak çentik ucundan çok fazla sapmadan lineer bir ilerleme göstermiştir. Fakat, Şekil 11b’de net bir şekilde görüldüğü üzere ITAB bölgesi çentikli numunede, çatlak ilerlemesi kaynak esnasında oluşan termal döngüler nedeniyle sertliği yani akma dayanımı düşük olan kaynak metali bölgesine doğru gerçekleşmektedir. Bu da ITAB bölgesinin tokluğunun yükselmesine sebebiyet vermiştir.

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Gemi imalat sektöründe yaygın olarak kullanılan AH36 çelik plakalarının örtülü elektrot ark kaynağı ile yerli GeKaTec UW E6013 Rutil elektrotları kullanılarak su altında alın altına birleştirildiği bu çalışmada;

- Kaynaklı plakaya uygulanan tahribatsız muayeneler sonucunda herhangi bir lineer hata tespit edilmemiş olup, radyografik film görüntüsünde 20 ile 30’uncu cm aralığındaki bölgelerde gözenek ve cüruf kalıntıları tespit edilmiştir. Bu hataların AWS D3.6 standardı B sınıfı kaynaklar için belirtilen kriterlere kıyasla çok küçük olmaları nedeniyle literatürdeki birçok çalışmaya nazaran oldukça başarılı bir kaynak dikişi elde edildiği söylenebilir.
- Ana metal yapısının hadde yönünde dağılmış ferritik ve perlitik yapıdan oluştuğu, kolonsal kaynak bölgesinin asiküler ferrit, tane sınırı ferritleri ve Widmanstatten ferrit yapısı içerdiği, ITAB bölgesinin ise martenzitik+beynitik yapıdan oluştuğu görülmüştür. Mikro yapı sonuçları sertlik testi ile doğrulanmış ve en yüksek sertlik değerinin ITAB bölgesinde (ort. 391 HV) olduğu, buna karşında en düşük sertliğin ana metal ile kendinden sonraki pasolar tarafından tavlanan kaynaklı bölgelerden elde edildiği görülmüştür (180-190 HV).
- Çekme testi sonucunda kaynak bölgesinin yük taşıma kapasitesinin ana malzmeden daha yüksek olması nedeniyle tüm numunelerde kopma ana malzmeden gerçekleşmiştir. Bu da başarılı bir atmosferik kaynaktan beklenen performansın sualtı kaynağında da elde edildiğini göstermektedir.
- Kaynaklı plakanın akma ve çekme değerlerinin ana malzeme ile benzer değerler verdiği, fakat % uzama değerlerinde AH36 malzemeye göre %47 oranında daha düşük uzama sağlandığı tespit edilmiştir. Bu duruma sebep olarak çekme testi sırasında kaynaklı bölgenin deformasyonu engellemesi ve buna bağlı olarak da deformasyonun kaynak bölgesi dışında gerçekleşmesi gösterilmiştir.
- Kök eğme numunelerinin yaklaşık 50°’de, yüz eğme numunelerinin ise yaklaşık 40°’lerde hasara uğradığı tespit edilmiştir. Bu durum su altında hızlı soğumaya



bağlı olarak kaynak metalinde ve ITAB bölgesinde oluşan sert fazların varlığı ve iç yapıdaki cüruf kalıntıları ile ilişkilendirilmiştir.

- Su altında kaynaklı birleştirilmiş parçanın tokluk değerlerinin AWS D3.6 Class B kaynaklarını karşıladığı (>27J), ITAB bölgesinin çentik darbe direncinin kaynak bölgesine nazaran 50 J daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum çatlağın ITAB bölgesinden başlayıp kaynağın düşük akma mukavemetine sahip olan tavllanmış bölgelerine ilerlemesi ile ilişkilendirilmiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) tarafından Sanayi Ar-Ge Projeleri Destekleme Programı (TÜBİTAK 1501) kapsamında “3180212” no’lu proje ile desteklenmiştir. Su altı kaynaklarının gerçekleştirilmesi sürecindeki değerli destekleri için İstanbul Gedik Üniversitesi Gedik Meslek Yüksekokulu Su Altı Teknolojisi Programı akademisyenlerinden Öğr. Gör. Güvenç Sorarlı’ya, Öğr. Gör. Ata Aksu’ya, Öğr. Gör. Hayati Yağlı’ya ve Gedik Kaynak A.Ş. Teknik Pazarlama Müdürü sayın Ömür Danışkan’a teşekkür ederiz.

ÇIKAR ÇATIŞMASI

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir.

KAYNAKÇA

- Alajmi, E.F., Alqenaeci, A.A. (2017). Underwater welding techniques, *International Journal of Engineering Research and Application*, 7 (2), 14-17.
- Balık, B.E. (2008). *Gemi inşaatında kaynak sırası yöntem ilişkisi ve kaynak muayene planlarının incelenmesi* (Yüksek Lisans Tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Brown, R.T. & Masubuchi, K. (1975). Fundamental research on underwater welding, *Welding Research Supplement*, June, 178-188. Retrieved from http://files.aws.org/wj/supplement/WJ_1975_06_s178.pdf
- Boutsali, V.G. (2016). Study of microstructure and corrosion behavior of AH36 FSW welds and HSLA S690 ARC welds (Master Thesis), National Technical University of Athens, Athens.
- Çolak, Z., Ayan, Y. ve Kahraman, N. (2020). Gerçek deniz ortamında su altı kaynağı ile birleştirilen Grade AH36 gemi sacının kaynak bölgesinin karakterizasyonu, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35(2), 775-785, Doi: <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.519055>
- Fydrych, D., Labanowski, J. & Rogalski, G. (2013). Weldability of high strength steels in



- wet welding conditions, *Polish Maritime Research*, 20(2), 67-73. Doi: <https://doi.org/10.2478/pomr-2013-0018>
- Garašić, I., Underwater welding, *Welding engineering and technology*. Erişim adresi : <https://www.eolss.net/sample-chapters/c05/E6-171-08.pdf>
- Gao, W., Wang, D., Cheng, F., Di, X., Deng, C. & Xu, W. (2016). Microstructural and mechanical performance of underwater wetwelded S355 steel, *Journal of Materials Processing Technology*, 238, 333-340. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2016.07.039>
- Gürol, U., Baykal, H., Yıldız N.B., Yılmaz, C., Danişkan, Ö., Koçak, M. (2022). Investigation of the microstructural and mechanical properties of welding joints made with underwater electrodes, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 37(4), 2211-2223. Doi: <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.990465>
- İmdat, K., Kaya, Y. ve Kahraman, N. (2018). Grade A gemi sacının örtülü elektrod ark kaynak yöntemi ile sualtı ve atmosferik şartlarda birleştirilebilirliğinin araştırılması, *Politeknik Dergisi*, 21(3), 543-552. Doi: <https://doi.org/10.2339/politeknik.428975>
- Kahraman, N., Gülenç, B. & Durgutlu, A. (2005). Investigation of the effect of electrode extension distance on microstructural and mechanical properties of low carbon steel welded with submerged arc welding, *Gazi University Journal of Science*, 18(3) 473-480.
- Labanowski, J. (2011). Development of under-water welding techniques, *Welding International*, 25(12), 933-937, Doi: <https://doi.org/10.1080/09507116.2010.540847>
- Pessoa, E., Bracarense, A., Santos, V., Asunçao, F., Monteiro, M., Marinho, R., Vieira, L. & Siva, D. (2013). Wet welding field trials in shallow waters for structural repairs in floating oil production units, *Proceedings of the ASME 2013 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, France. Doi: <https://doi.org/10.1115/OMAE2013-10097>
- Rowe, M. & Liu, S. (2001). Recent developments in underwater wet welding. *Science And Technology of Welding and Joining*, 6(6), 387-396. Doi: <https://doi.org/10.1179/stw.2001.6.6.387>
- Tomkow, J., Fydrych, D. & Wilk, K. (2020a). Effect of electrode waterproof coating on quality of underwater wet welded joints, *Materials*, 13, 2947,1-15. Doi: <https://doi.org/10.3390/ma13132947>
- Tomkow, J., Janeczek, A., Rogalski, G. And Wolski, A. (2020b). Underwater local cavity welding of S460N steel, *Materials*, 13, 5535. Doi: <https://doi.org/10.3390/ma13235535>
- Winarto, W., Purnama, D. & Churniawan, I. (2018). The effect of different rutile electrodes on mechanical properties of underwater wet welded AH-36 steel plates”, *AIP Conference Proceedings* 1945, 020048, Doi: <https://doi.org/10.1063/1.5030270>



Hidrolik Tahrikli Aks Mili Test Sisteminin Adaptif Bulanık PID ile Kontrolü

Göktürk Taşağıl¹, Muzaffer Metin², Timuçin Bayram³

ÖZ

Bu çalışmada hidrolik tahrikli aks mili test sistemi üzerinde karşılaşılabilecek kontrol problemi incelenmiş ve karşılaşılabilecek probleme göre Adaptif Bulanık PID (AB-PID) kontrol yöntemi önerilmiştir. Test sisteminde karşılaşılabilecek problem, test edilecek parçaların sertlik değerlerinin farklılık göstermesidir; dolayısıyla uygulanan kontrol metodunun ölçeklendirme çarpanları test esnasında kendiliğinden ayarlanabilir olması gerekecektir. Bunu sağlamak için AB-PID kontrolcü geliştirilmiştir. AB-PID kontrolcünün performansını kıyaslamak için klasik PID ve Bulanık Mantık Kontrolcü (BMK) de aks mili testi için denenmiştir. Geliştirilen kontrolcülerin çeşitli sertlikteki test parçaları üzerinde simülasyonu yapılmıştır. Birim basamak referans girişleri için hata üzerinden türetilerek kontrol performanslarının değerlendirildiği ISE ve ITSE değerleri karşılaştırılmış, ömür testi olan sinüzoidal referansta ise hata grafikleri incelenmiştir. AB-PID kontrolcünün iki tip referans girişi için de daha uygun sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Aks mili, test sistemleri, adaptif kontrol, hidrolik eyleyici, bulanık mantık

Adaptive Fuzzy PID Control Of Hydraulically Driven Axle Shaft Test System

ABSTRACT

In this study, the control problem to be encountered on the axle shaft test system is examined and Adaptive Fuzzy PID (AF-PID) control method is proposed according to the problem to be encountered. The problem with the test system is that the stiffness values of the parts to be tested differ; therefore, the scaling factors of the control method to be applied will need to be self-adjustable during the test. To achieve this, the AF-PID controller has been developed. To compare the performance of AF-PID controller, classical PID and Fuzzy Logic Controller (FLC) were also tested for axle shaft testing. The developed controllers were simulated on test pieces of various stiffness. ISE and ITSE values which are used for evaluating control performances, were compared for the unit step reference inputs, and error graphs were examined in the sinusoidal reference, which is the life test. It has been observed that the AF-PID controller gives more suitable results for both types of reference inputs.

Keywords: Axle shaft, test system, adaptive control, hydraulic actuator, fuzzy logic

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 23.12.2021
Kabul/Accepted : 15.11.2022

¹ Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve Kontrol Yüksek Lisans Programı İstanbul - gokturk.tasagil@mert.com, ORCID: 0000-0002-8816-6325

² Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul mmetin@yildiz.edu.tr, ORCID: 0000-0002-9724-3433

³ Mert Teknik Fabrika Malzemeleri Ticaret ve Sanayi A.Ş. Ar-Ge Merkezi, İstanbul timucin.bayram@mert.com, ORCID: 0000-0002-2714-9249



EXTENDED ABSTRACT

Axle shafts are very common parts in the automotive and heavy vehicle industry. The durability tests of these parts are made and their lifetimes are determined. Since the axle shaft test system will require high torques, it is preferable to use hydraulic actuators instead of electric.

The non-linear nature of the hydraulic system makes it difficult to use conventional control methods. For this reason, fuzzy logic, which is one of the nonlinear control methods, was chosen as the control method. The stiffness of the axle shafts will vary. For this reason, the control method must also be able to accurately test axle shafts of different hardness.

In order to make healthy control in the test system, whose hardness and therefore the mathematical model changes, the controller must be adaptive. For this reason, an adaptive fuzzy PID controller is proposed to control the system by combining the fuzzy logic with the PID structure used to re-adjust the scaling factors.

In the simulations, it has been observed that the adaptive fuzzy PID controller gives better results in part replacements than the classical PID and fuzzy logic controllers. ISE and ITSE values were examined for the unit step reference, and the error graphs were examined for the sinusoidal reference with fatigue data.

ISE and ITSE values were found to be more appropriate in the adaptive fuzzy PID controller for the part with both hardness, one soft and the other hard. Likewise, the performance of the adaptive fuzzy PID controller is more suitable for fatigue data.

In the light of the information obtained from this study, it has been determined that the adaptive fuzzy PID controller system model produces a more appropriate control signal in variable situations. For a deeper analysis of the research specific to the hydraulic test system, parameters such as hydraulic pump aging, oil pollution, and other efficiency losses can be added to the model and performance can be examined.



1. GİRİŞ

Otomotiv sektöründe aks milleri gibi dinamik bileşenlerin tasarımı ayrı bir önem taşımakta ve kendine has gereklilikleri yerine getirmesi gerekmektedir. Bu gereklilikler arasında aks miline gelecek ekstrem yüklere karşı dayanım göstermek olduğu gibi bunla birlikte aks miline etkiyecek sürekli ve tekrarlanan yüklere karşı uzun ömürlü olmak da olacaktır. Bu gerekliliklerin sağlanıp sağlanmadığının anlaşılması için her ne kadar sonlu elemanlar analizi yapılsa da hafif ve ağır vasıta sektöründe kullanılan aks millerinin validasyon testlerinin yapılması da gerekmektedir. Bunun için millerin, çalışma şartlarını oluşturulabilecek bir düzende test edilmeleri ve bu koşulları karşıladıkları gösterilmelidir. Böylelikle hem sonlu elemanlar analizlerinin sağlanması yapılmış olacak hem de pratikte aks millerinin davranışı hakkında bilgi sahibi olunacaktır.

Mil burma testleri çeşitli test düzenekleri ile yapılabilmektedir. Bu test düzenekleri hidrolik veya elektrik tahriki ile testi gerçekleştirebilir. Hidrolik eyleyicilerde kuvvet kolu oluşturularak hidrolik silindir ile test yapılabilir. Fakat bu yöntemde burma açısında kısıt olmakta ve test edilecek parça yelpazesini sınırlandırmaktadır (Dongmei, Qiang ve Xihong, 2011). Hidromotor veya elektrik motoru ile tahrik edilen sistemlerde burma açısı sınırı olmamakta ve test sınırları, sistemin konstrüksiyonundan ziyade sistemin güç kapasitesi ile belirlenmektedir (Bressan ve Unfer, 2006). Hidromotorun elektrik motoruna göre küçük hacimde çok daha yüksek tork üretebilmesi dolayısı ile konstrüktif kısıtların azalması, hidromotor kalkış torkunun elektrik motor torkuna göre daha yüksek olması, anlık durma veya kitlenme durumlarında elektrik motorlarında hasar oluşabilmesi fakat hidromotorda böyle bir sorun olmaması gibi avantajları bulunmaktadır (Donald, 2013).

Hidrolik sistemlerin özellikleri tepki doğruluğu, akışkanın aynı zamanda mekaniği yağlaması ve ısı transferini sağlaması ve en önemlisi de büyük güçleri iletmenin kolaylığı olarak söylenebilir. Dezavantajları ise sızıntı nedeni ile verim/güç kaybı, esnek olmama, hidrolik dinamiğinin nonlineer yapıda olması ve düşük güç ihtiyacında bile sistemin çalışabilmesi için diğer sistemlere göre fazla güç tüketmesidir. Gelişen elektronik ve yazılım teknolojileri ile birlikte hidroliğin çok hassas kontrol edilmesi mümkün olmuş ve elektrohidrolik servo sistemler ortaya çıkmıştır. Elektrohidrolik servo sistemler ile hidroliğin gücünden ve elektroniğin hızından aynı anda faydalanma imkânı doğmuştur. Bu sistemlerin getirdiği kolaylıklar ile birlikte birtakım zorluklar da baş göstermiştir. Bu sorunlar arasında en önemlisi hidrolik sistemlerin doğrusal olmayan yapısı ve lineer kontrol yöntemlerine uygun olmayışıdır. Bu doğrusal olmayan özelliklere örnek olarak akışkanın sıkışabilmesi, ölü bölge, sızıntı ve basınç akış arasındaki histerezis (özellikle hidrolik valfler üzerinde) verilebilir (Manring, 2019).

Bahsi geçen sebeplerden dolayı hidrolik sistemlerin kontrolünde çok sık kullanılan yöntemlerden birisi olan PID istenen performansı gösteremeyebilir. Bulanık kontrol,

doğrusal olmayan sistemlerde, sistem dinamiklerinin değişkenliğinde, modelsiz sistemlerde veya kesin bilgi gerektirmeyen sistemlerde kontrole imkân verir. Bir PID kontrolörden daha iyi performansla karmaşık veya kötü tanımlanmış bir sistemin kontrolünde kullanılabilir. Bulanık denetleyicinin bir diğer önemli performans özelliği, kısa yükselme süresi ve küçük tepe noktası aşımıdır (Zhao, Han, Wang ve Yu, 2016).

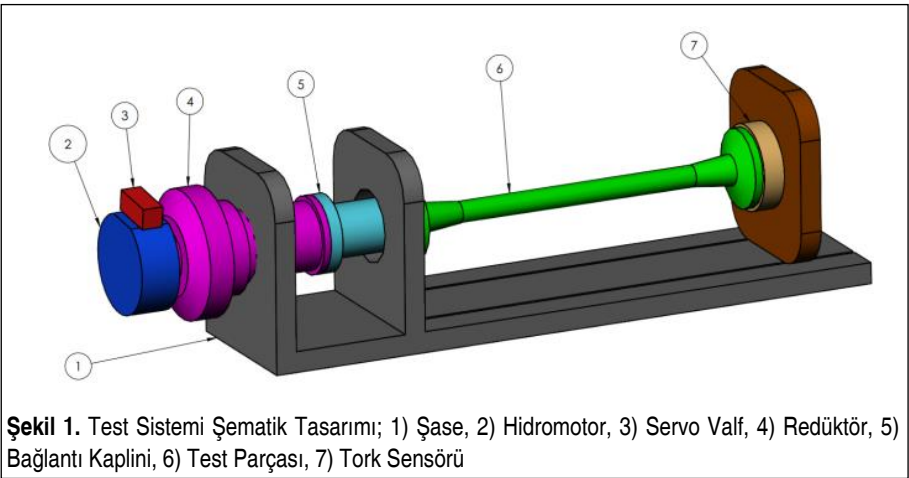
PID kontrolcülerde ise sistemin kalıcı hal hatası en aza indirilebilir fakat parametre değişimlerinde PID kazançları tekrar ayarlanmalıdır. Hem PID hem BMK avantajlarından faydalanmak için BM-PID kontrolcüler geliştirilmiştir. Hem parametrelerdeki bilinmezlikler hem de parametre değişimlerine uygun tepkiyi verecek kontrolcünün tasarlanması için parametre uyarlamalı bir kontrol algoritmasının da kontrolcüye eklenmesi kontrol performansını iyileştirecektir (Metin ve Güçlü, 2011).

Bu çalışmada hidromotor tahrikli aks mili test düzeneği modeli kurulmuş ve hidromotorun servo valf ile kontrolü için simülasyon çalışması yapılmıştır. Kurulan modelde PID, Bulanık Mantık ve Adaptif Bulanık Mantık PID kontrolcülerini denemiş, farklı sertlikteki test parçalarına göre kontrol performansları incelenmiştir.

2. AKS MİLİ TEST SİSTEMİ EKİPMANLARI

Aks mili test sistemi temel olarak yedi kısımdan oluşmaktadır.

Şekil 1’de test sisteminin elemanları bulunmaktadır. Test sisteminin çalışma prensibi şu şekilde gerçekleşmektedir. Testi gerçekleştirebilmek için içindeki pompa yardımıyla hidrolik yağ sıkıştırarak test ekipmanına gönderilir. Sıkışan yağ önce servo valfte ayarlanarak hidromotora basılır ve hidromotorda torka ve açı deplasmanına dönüşür. Hidromotor çıkışı redüktöre bağlanmıştır. Redüktör hidromotor çıkışındaki



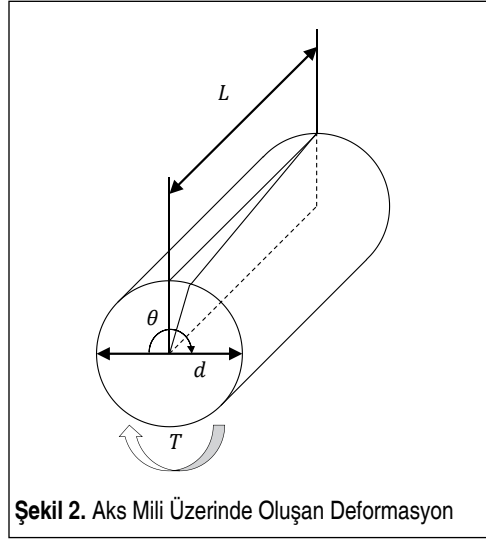
Şekil 1. Test Sistemi Şematik Tasarımı; 1) Şase, 2) Hidromotor, 3) Servo Valf, 4) Redüktör, 5) Bağlantı Kaplini, 6) Test Parçası, 7) Tork Sensörü

torku artırarak bağlantı kaplini üzerinden test parçasına uygular. Test parçası diğer ucundan tork sensörüne bağlıdır. Tork sensörü gövdeye sabitlenmiş olup dönmeyecektir. Böylece bağlantı flanşından uygulanan tork doğrudan test parçası üzerinden tork sensörüne aktarılacaktır.

Testin güvenilirliği için test sistemi gövdesi mümkün olduğunca rijit olmalıdır. Böylelikle test sisteminin deformasyonu en az olacak ve parçada oluşacak deformasyonlar tüm test ekipmanından bağımsız olarak incelenebilecektir.

3. AKS MİLİ KATSAYI TESPİTİ

Test edilecek aks milleri, üzerlerine burma momenti uygulanarak döndürülür. Şekil 2’de uygulanan tork ve oluşan açisal deplasman görülmektedir.



Aks mili üzerine uygulanan gerilme ($\tau, N/m^2$), kesme modülü ($G, N/m^2$) ve oluşan deformasyon (γ) denklem 1’de verilmiştir

$$\tau = G\gamma \quad (1)$$

Kesme modülü, uzunluk (L, m), çap (d, m), polar atalet momenti (J, mm^4) ve burulma yay rijitliği ($k, Nm/rad$) arasındaki ilişki denklem 2’de verilmiştir.

$$G = \frac{kL}{J}, J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (2)$$

Gerilim ve burulma açısı (θ, rad) arasındaki ilişki denklem 3’de verilmiştir



$$\gamma = \frac{2L}{d} \theta \quad (3)$$

Burma torku (T, Nm) ve burulma arasındaki ilişki denklem 4'te verilmiştir

$$T = k\theta = \frac{GJ}{L} \theta \quad (4)$$

Aks mili genellikle SAE 41XX veya SAE 10XX malzemelerinden üretilmektedir (Axles & Axle Bearings, 2013). 4140 çelik için kesme gerilme modülü $G=80GPa$ olarak kullanılabilir. Aks mili çapları $d=30-60mm$ ve uzunlukları ise $L=500-900mm$ aralığında olabilir (Rear Axle, 2022). Simülasyonlarda kullanmak üzere rijitliği en düşük ve en yüksek aks mili yay katsayıları denklem 5'te verilmiştir.

$$k_1=9000 \text{ Nm/rad}$$

$$k_2=170000 \text{ Nm/rad} \quad (5)$$

Seçilen test parçalarının ataletleri dolu silindirik cisimler için kullanılan formülden bulunmuştur. Denklem 6'da en büyük ve en küçük test parçası için atalet momentleri verilmiştir.

$$I_1=0.00043 \text{ kgm}^2$$

$$I_2=0.00595 \text{ kgm}^2 \quad (6)$$

Çelik malzemelerde sönüm katsayısını bulmak için sönüm oranı kullanılacaktır. Çelik malzemelerdeki sönüm oranı yaklaşık $\zeta=0.02$ 'dir. Bu değerden yola çıkarak sönüm katsayıları denklem 7'deki gibi bulunmuştur.

$$c_1=0.635 \text{ Nms/rad}$$

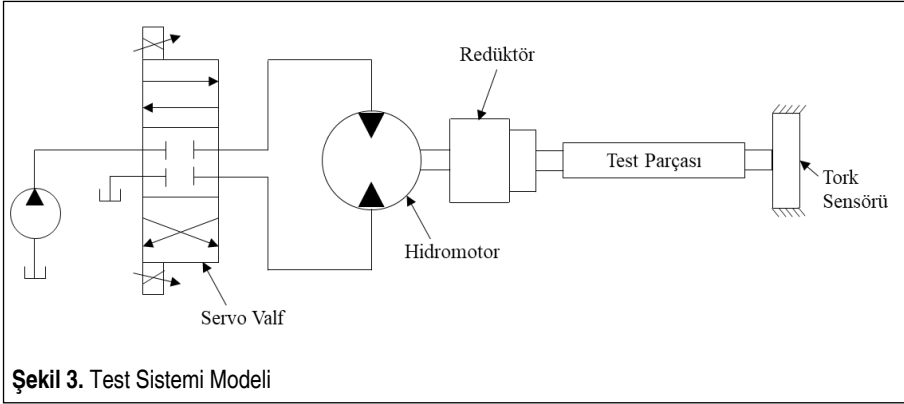
$$c_2=0.0387 \text{ Nms/rad} \quad (7)$$

4. TEST SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL MODELİNİN ÇIKARILMASI

Bu bölümde, test sistemine ait alt bileşenlerin modelleri oluşturulmuştur. Öncelikle hidrolik sistemde bulunan servo valf ve hidromotorun matematiksel modelleri çıkarılmıştır. Daha sonra, test parçası ve redüktör de modele eklenerek tüm sistemin modeli elde edilmiştir.

4.1 Sistemin Fiziksel ve Matematiksel Modeli

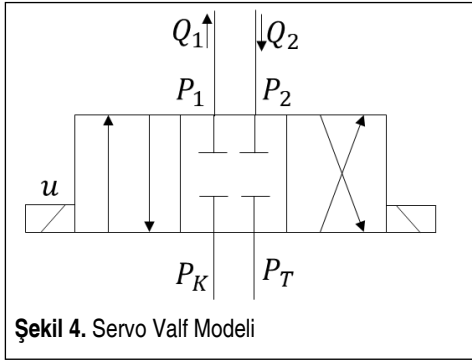
Şekil 3'de sistemin indirgenmiş modeli bileşenleri ile gösterilmiştir. Test parçası bir ucunda hareketsiz tork sensörüne, diğer tarafta ise dönen redüktöre bağlıdır. Tork sen-



sörü sistem şasesi ile birleştirilmiştir ve test parçasına direkt bağlı olduğu için parça üzerinde oluşan torku doğrudan ölçebilecektir.

4.1.1 Servo Valf ve Hidromotor Modeli

Servo valf akış denklemi denklem 8'deki gibidir. Buradaki valf geçirgenlik katsayısı K_v , servo valf kataloğundan seçilmiştir. Giriş sinyali u 0 ile 1 arasında olup valf sürçüsünün açıklığını ifade eden değişkendir. Basınç farkı ΔP servo valfin giriş ve çıkış portu arasındaki basınç farkıdır. Şekil 4'te servo valf modeli gösterilmiştir (Taşağıl, Başgöl, Metin ve Bayram, 2020).



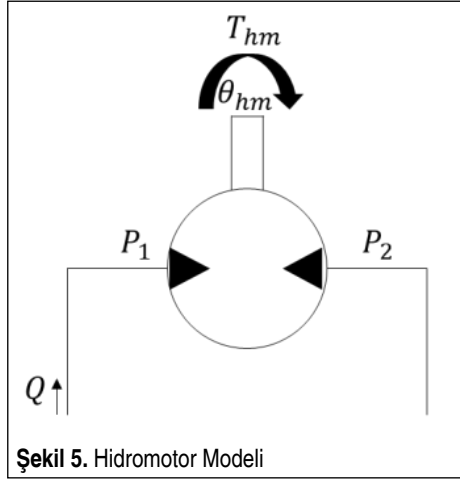
$$Q_1 = K_v \%u \sqrt{\Delta P_1} \text{sgn}(\Delta P_1) \quad (8)$$

$$Q_2 = K_v \%u \sqrt{\Delta P_2} \text{sgn}(\Delta P_2)$$

Servo valfin açılma yönüne göre basınç farkları ve debi yönleri değişecektir. Denklem 9'de bu ilişki verilmiştir (Dindorf ve Wos, 2019).

$$\Delta P_1 = \begin{cases} P_K - P_1, & \%u \geq 0 \\ P_1 - P_T, & \%u < 0 \end{cases}$$
$$\Delta P_2 = \begin{cases} P_2 - P_T, & \%u \geq 0 \\ P_K - P_2, & \%u < 0 \end{cases} \quad (9)$$

Hidromotor gelen debiyi ve portları arasındaki basınç farkını, açısal hız ve torka çevirir. Hidromotor modeli Şekil 5'te gösterilmiştir. Denklem 10'de hidromotor çıkışındaki tork ve açısal hızın, giriş debisi ve basınç farkı ilişkisi verilmiştir. Burada sırasıyla φ_{hm} ve μ_{hm} hidromotor tork ve debi katsayılarıdır (TD1.5 TV1.5, 2021).

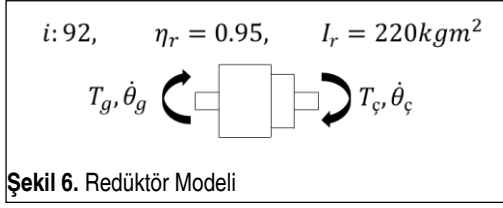


$$\dot{\theta}_{hm} = Q \mu_{hm} \quad (10)$$

$$T_{hm} = (P_1 - P_2) \varphi_{hm}$$

4.1.2 Redüktör Modeli

Redüktör hidromotor tarafından oluşturulan torku arttırmak için kullanılmaktadır. Yüksek tork değerlerine ulaşmak için redüktör çevrim oranı uygulanmak istenen tork değerine göre belirlenecektir. Şekil 6'da redüktör modeli gösterilmiştir. Burada sırasıyla T_g ve T_c giriş ve çıkış torkları, $\dot{\theta}_g$ ve $\dot{\theta}_c$ giriş ve çıkış açısal hızları, η_r redüktör verimi, i redüktör çevrim oranı ve I_r redüktörün giriş tarafına indirgenmiş atalet momentidir. Denklem 11'de giriş ve çıkış değişkenleri arasındaki ilişki verilmiştir.

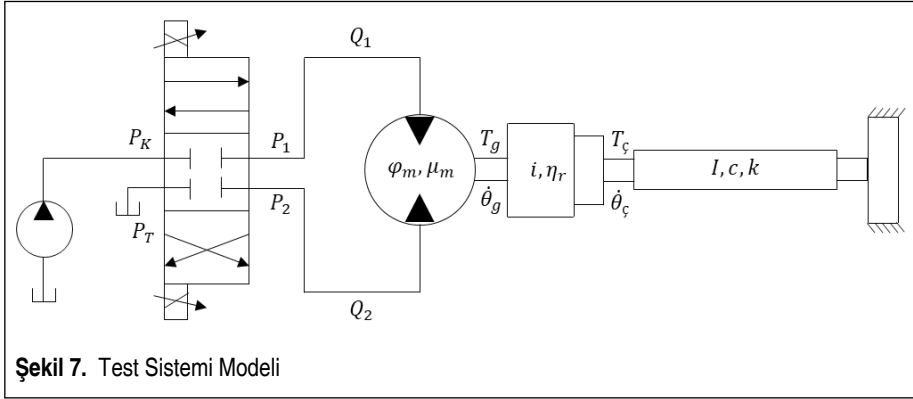


$$T_c = T_g i \eta_r \quad (11)$$

$$\dot{\theta}_c = \frac{\dot{\theta}_g}{i}$$

4.1.3 Test Sistemi Matematik Modeli

Test sisteminin indirgenmiş modeli ilgili parametreleri ile birlikte Şekil 7’de verilmiştir.



Test parçası üzerine tork redüktör çıkışından uygulanacaktır. Test parçası için 2. derece model kullanılarak denklem 12’deki ilişki kurulmuştur.

$$T_c = I \ddot{\theta}_c + c \dot{\theta}_c + k \theta_c \quad (12)$$

Denklem 11’deki redüktör giriş ve çıkış ilişkileri denklem 12’ye eklenip $\ddot{\theta}_g$ yalnız bırakıldığında denklem 13 elde edilmiştir.

$$\ddot{\theta}_g = \frac{i}{(I + I_r i)} \left[-c \frac{\dot{\theta}_g}{i} - k \frac{\theta_g}{i} + T_g i \eta_r \right] \quad (13)$$

$$\ddot{\theta}_g = \frac{i}{(I + I_r i)} \left[-c \frac{\dot{\theta}_g}{i} - k \frac{\theta_g}{i} + (P_1 - P_2) \varphi_{hm} i \eta_r \right] \quad (14)$$

Burada T_g hidromotor çıkışındaki torktur ve denklem 13'te yerine yazıldığında denklem 14 elde edilir.

Servo valf çıkışından hidromotora giden debi üç kısma ayrılır. Sıkışan yağ debisi Q_C , sızan yağ debisi Q_L ve hidromoturu döndüren debi Q_W . Bu ilişki denklem 15'de verilmiştir. Burada β yağın sıkışma katsayısı, V_0 sıkışan hattaki yağın hacmi ve c_l sızıntı katsayısıdır (Dursun, Üstoğlu, ve Taşçıkaraoğlu, 2018).

$$Q = Q_W + Q_C + Q_L \quad (15)$$

$$Q_W = \frac{\dot{\theta}_{hm}}{\mu_{hm}}, \quad Q_C = \dot{P} \frac{V_0}{\beta}, \quad Q_L = \Delta P c_l$$

Sıkışan yağ dinamiği iki port için de yazılacak olursa denklem 16 elde edilir. Buradaki Q_1 ve Q_2 terimleri denklem 8'de verilmiştir.

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_0} \left[Q_1 - \frac{\dot{\theta}_{hm}}{\mu_{hm}} - (P_1 - P_2)c_l \right] \quad (16)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{V_0} \left[-Q_2 + \frac{\dot{\theta}_{hm}}{\mu_{hm}} + (P_1 - P_2)c_l \right]$$

8'de verilmiştir.

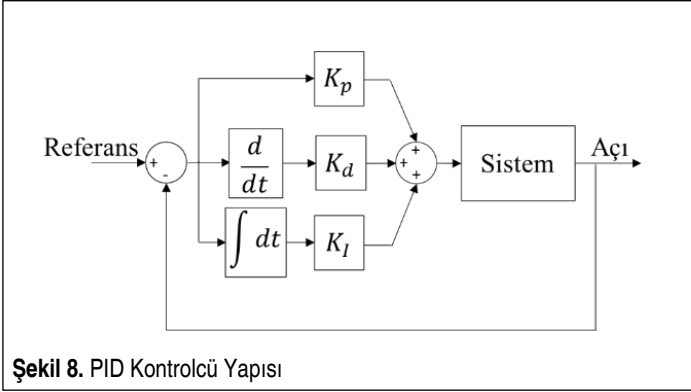
5. TEST SİSTEMİNİN KONTROL ALGORİTMASI

Hidrolik sistem dinamiği doğrusal olmadığı için klasik kontrol yöntemlerini matematiksel olarak uygulamak mümkün olmayacaktır. Hidrolik sistem belirli basınç farkı aralığında doğrusallaştırılsa bile bu işlem tüm çalışma aralığını kapsamayacaktır. Dolayısı ile yapılan doğrusallaştırma işlemi sistemin matematik modelini gerçek sistemden uzaklaştıracaktır (Tall, 2009). Bu sebeple hidrolik sistemin kontrol edilmesi için ileri kontrol teknikleri kullanmak daha uygun sonuçlar verecektir. BMK (Bulanık mantık kontrolcü) yapısı gereği hidrolik sistemde sistem doğrusalsızlıklarından bağımsız olarak müdahale edebilecektir. Fakat test sisteminde test edilecek parça değiştirildiğinde kontrol parametrelerinin de değiştirilmesi gerekecektir. Bu sebeple hem parametrelerin yeniden düzenlenmesi için hem de kararlı hal hatasını sıfırlamak için AB-PID (Adaptif Bulanık Mantık PID) kontrolcü kullanılacaktır.

AB-PID kontrolcünün performansını değerlendirebilmek için sistemin kontrolü PID, BMK ile de denenecektir. Kontrolcülerin performanslarını kıyaslarken farklı yay kat-sayısına sahip parçalarda ISE ve ITSE değerlerine bakılacaktır.

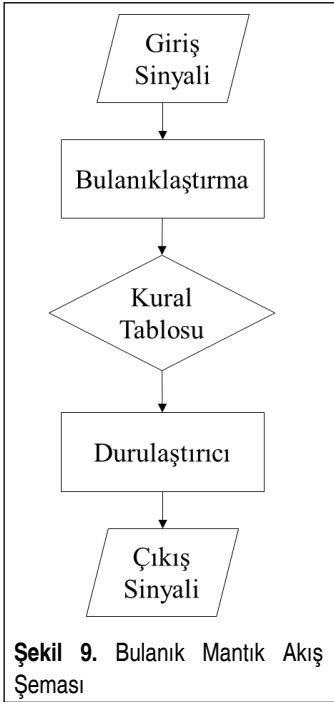
5.1 PID Kontrolcü Tasarımı

Kontrolcüler arasında performans değerlendirmesi yapabilmek için klasik kontrol yöntemi olan PID ile de sistem kontrol edilecektir. Şekil 8’de PID kontrol yapısı gösterilmektedir. Burada K_p oransal kontrol kazancı, K_d türev kontrol kazancı ve K_I integral kontrol kazancıdır.



Şekil 8. PID Kontrolcü Yapısı

PID kontrolcü ile BMK ve AB-PID kontrolcü cevapları karşılaştırılacaktır. Böylelikle sistemde bir parametre değişimi olduğunda kontrolcü performanslarının nasıl değiştiği kıyaslanabilecektir.

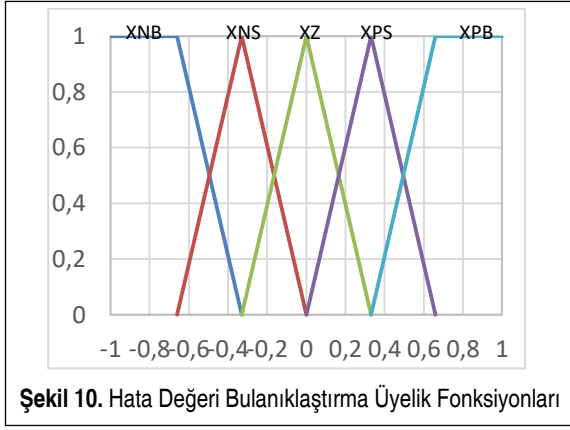
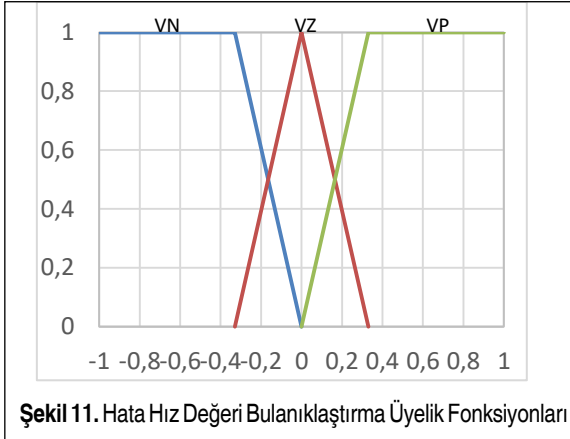


Şekil 9. Bulanık Mantık Akış Şeması

5.2 BMK Kontrolcü Tasarımı

Bulanık mantık teorisinin temeli Lütüf Zadeh tarafından 1968 yılında atılmıştır. Klasik mantıkta bir eleman kümeye ait veya değildir. Bulanık mantıktaki yaklaşım ise bu kesinliği ortadan kaldırarak, bir elemanın kümeye dahil olması derecelendirilerek kümeye aitliğine karar verilir (Zadeh, 1968). Bu yaklaşım kontrol teorisinde yeni bir alan olan “Bulanık Mantık Kontrolcü”leri ortaya çıkarmıştır.

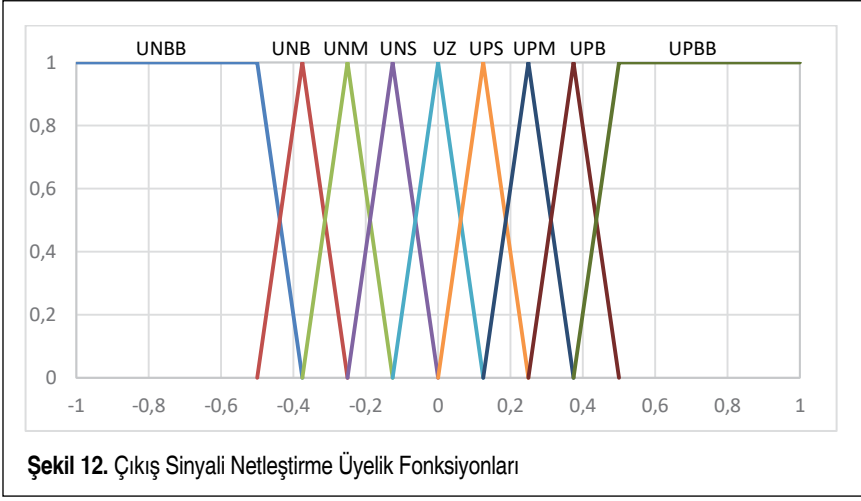
Bulanık mantık kontrolcülerde hata sinyali üzerinde çeşitli bulanıklaştırma işlemi yapılır. Bulanıklaşan sinyal üzerinde oluşturulmuş kural tablosuna göre kontrolcü çıkış sinyali üretilir. Üretilen bu sinyal ilk olarak bulanık formdadır. Durulaştırma işlemi ile çıkış sinyali kontrol sinyaline dönüştürülür. Şekil 9’da bulanık mantık kontrolcü algoritma yapısı gösterilmiştir (Mamdani, 1974).

**Şekil 10.** Hata Değeri Bulanıklaştırma Üyelik Fonksiyonları**Şekil 11.** Hata Hız Değeri Bulanıklaştırma Üyelik Fonksiyonları

Test sistemi kontrolü için hata ve hatanın hızı değişkenleri bulanık mantık kontrolcünde kullanılmıştır. Kural tablosu için çeşitli kural tabloları denenmiş olup nihayetinde Şekil 10 ve Şekil 11'deki gibi olmasına karar verilmiştir. Sistem dinamiğinde oluşan

Tablo 1. Bulanık Mantık Kontrolcü Kural Tablosu

Hata \ Hata hızı	VN	VZ	VP
XNB	UNBB	UNBB	UNB
XNS	UNB	UNM	UNS
XZ	UNS	UZ	UBS
XPS	UPS	UPM	UPB
XPB	UPB	UPBB	UPBB

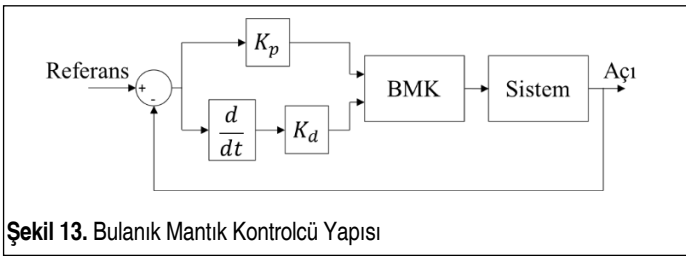


torkun konuma merteye olarak çok daha fazla bağlı olması ve az sönüm içermesi sebebiyle konum hatasını içeren üyelik fonksiyon sayısı artırılmıştır.

Bulanıklaştırma işleminde sonra bulanık değerler kural tablosuna sokulacaktır. Kural tablosu Tablo 1’de verilmiştir.

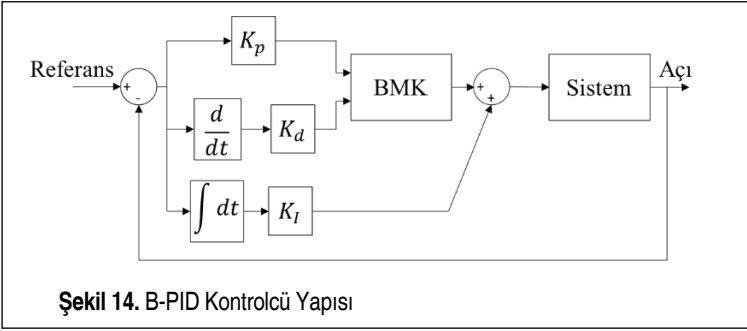
Bulanıklaştırılan değişkenler üzerinden kural tablosuna göre çıkış sinyali üretilecektir. Bunun için kural tablosundan çıkan sinyale netleştirme işlemi uygulanır. Şekil 12’de netleştirme işlemi detayı gösterilmiştir.

Bulanık mantık kontrolcü sisteme Şekil 13’teki gibi uygulanacaktır. Burada K_p bulanık kontrolcüdeki hata katsayısı ve K_d bulanık kontrolcüdeki hata hızı katsayısıdır.



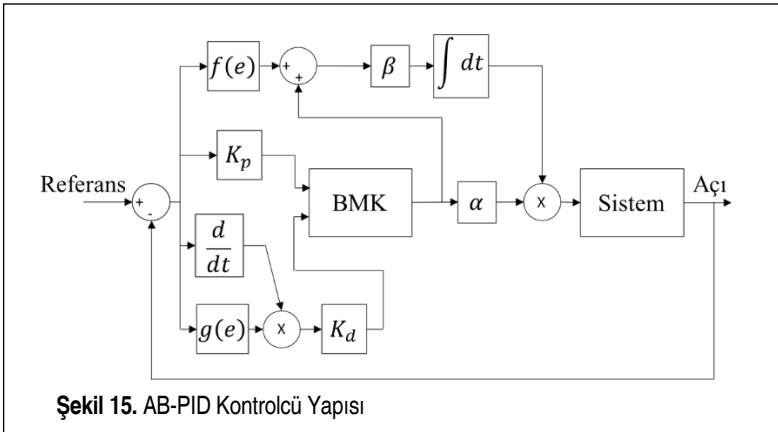
5.3 AB-PID Kontrolcü Tasarımı

B-PID kontrolcü temelde hem BMK hem de PID özelliklerinin birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Bu sayede BMK de karşılaşılan kararlı hal hatası ortadan kaldırılabilmekte ve daha iyi kararlı hal cevabı alınabilmektedir. Şekil 14’te B-PID yapısı gösterilmiştir (Metin ve Güçlü, 2008).



Gerçek sistemde sistem parametrelerinde değişim olacak dolayısı ile kontrolcü çarpanlarının yeniden düzenlenerek kullanılması gerekecektir. Bunu sağlayabilmek için ek olarak ancak kontrolcü çarpanlarının tekrar ayarlanması özelliği eklenmelidir. Gerçek zamanda çalışan sistem için optimum kontrolcü çıkış sinyali ancak bu şekilde sağlanabilir. Bu sebeple AB-PID kontrolcü geliştirilmiştir.

AB-PID kontrolcünde hata sinyali üzerine fonksiyonlar tanımlanmıştır. Tanımlanan bu fonksiyonlar hata sinyalini kullanarak kontrol parametrelerini değiştirir. Değişen kontrol parametreleri sayesinde kontrolcü sistemdeki değişikliklere uyum sağlayabilecektir. AB-PID kontrolcü yapısı Şekil 15’te gösterilmiştir.



Burada $f(e)$ ve $g(e)$ parametre uyarlama fonksiyonlarıdır. Bu fonksiyonlar denklemin 17’de verilmiştir. $a_1, a_2, b_1, b_2, \alpha$ ve β pozitif sabit sayılardır (Metin ve Güçlü, 2008).

$$f(e) = a_1|e| + a_2$$

$$g(e) = b_1(1 - |e|) + b_2$$

(17)



Bulanık PID kontrolcü çıkışı denklem 18’de verilmiştir. Burada F bulanık kontrolcü çıkışındaki sinyaldir.

$$u = \alpha F \beta \int (f(e) + F) dt \quad (18)$$

Simülasyonlarda kullanılan sistem parametreleri Tablo 2’de, kontrol parametreleri Tablo 3’te verilmiştir.

Tablo 2. Sistem Parametreleri

Sembol	Birim	Değer
V_0	(m^3)	0.000186
K_v	$\left(\frac{m^3}{s\sqrt{Pa}}\right)$	4.787×10^{-7}
c_l	$\left(\frac{m^3}{Pa}\right)$	1.3×10^{-12}
P_K	(Pa)	20000000
P_T	(Pa)	0
I_r	(kgm^2)	220
i		92
μ_{hm}	$\left(\frac{m^3}{rad}\right)$	0.00003835634
φ_{hm}	$\left(\frac{Nm}{Pa}\right)$	0.0000382

Tablo 3. Kontrol Parametreleri

PID Parametreleri	
K_p	160
K_d	12
K_I	0.8
BMK Parametreleri	
K_p	96.656
K_d	0.35
AB-PID Parametreleri	
K_p	95.5
K_d	2450
α	7.8
β	0.03
a_1	22000
a_2	12000
b_1	0.000011
b_2	0.000006

6. SİMÜLASYONLAR

Test sistemi kontrolünde yaşanacak en temel problem farklı sertlikteki test parçalarına uygun kontrol sinyali üretilmesi ve yapılmak istenen testin doğru hassasiyetle gerçekleştirilmesidir. Ayrıca hidrolik ekipmanın zamanla eskimesi, sızıntıların artması, akü basıncının azalması, yağ kirliliği gibi faktörler de sistemi etkileyecek ve kontrolcü çarpanlarının yeniden uyarlanmasını gerektirecektir. Fakat çalışmanın esas amacından sapmamak için bu faktörler incelenmemiş ve sadece parça sertliğinin değişimi üzerinden kontrolcü performansları değerlendirilmiştir.

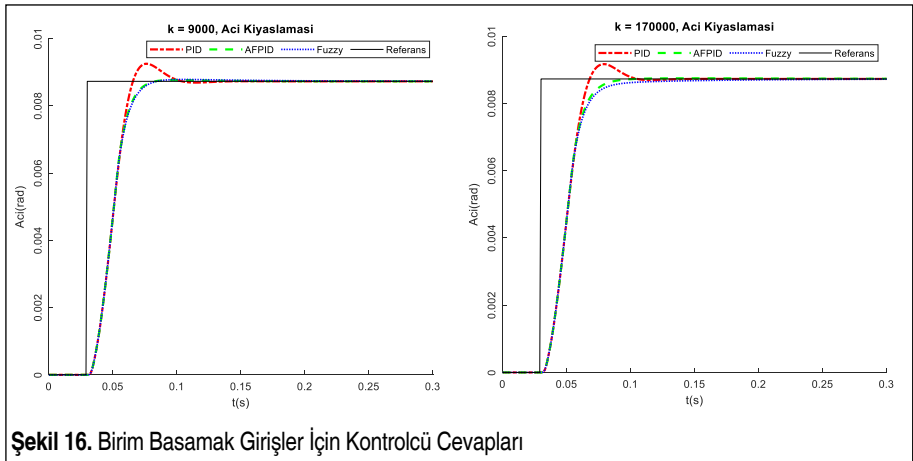
Performans kıyaslaması için birim basamak girişinde hata üzerinden ISE ve ITSE parametreleri incelenecektir. ISE ve ITSE'nin fonksiyonları denklem 19'da belirtilmiştir.

$$S_{ISE} = \int e(t)^2 dt$$
$$S_{ITSE} = \int te(t)^2 dt$$
(19)

Simülasyonlar MATLAB Simulink programında gerçekleştirilmiştir. Şekil 16'da parça için yay katsayıları k_1 ve k_2 'yken birim basamak cevapları her kontrolcü için gösterilmiştir.

Birim basamak girişlere göre kontrolcülerin ISE ve ITSE performans karşılaştırması Tablo 3'de verilmiştir.

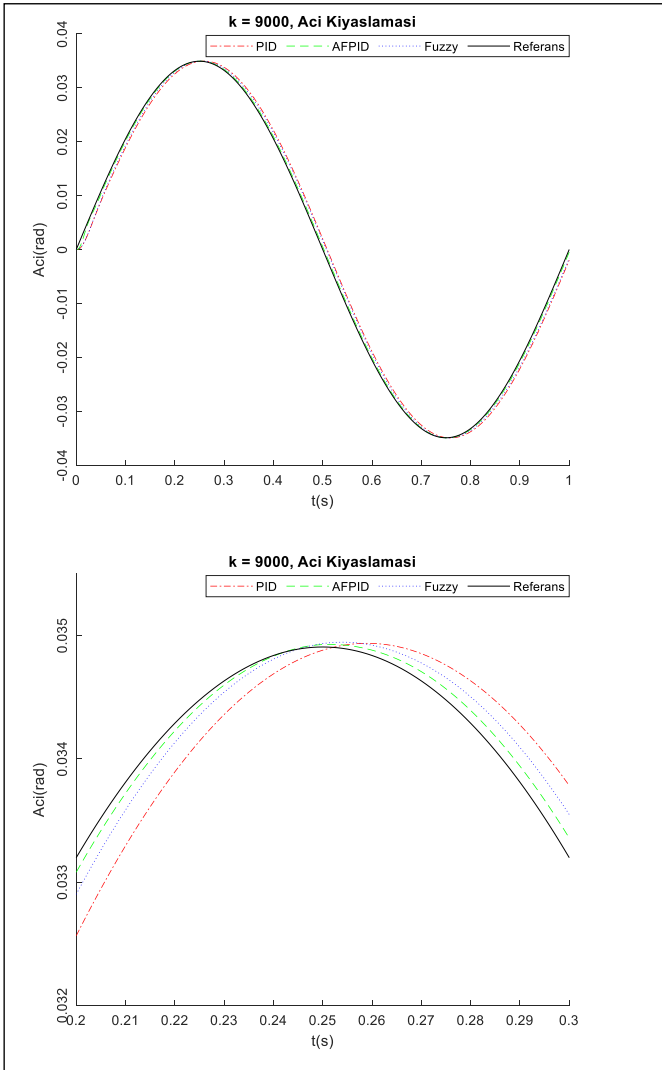
Aks mili yorulma testleri için kullanılan yol profili sinüs dalga formudur. Bu sebeple kontrolcülerin sinüs dalga referansa göre referans takiplerinin ve hata değerlerinin karşılaştırılması performanslarını incelemek için doğru olacaktır. Şekil 17'de kont-

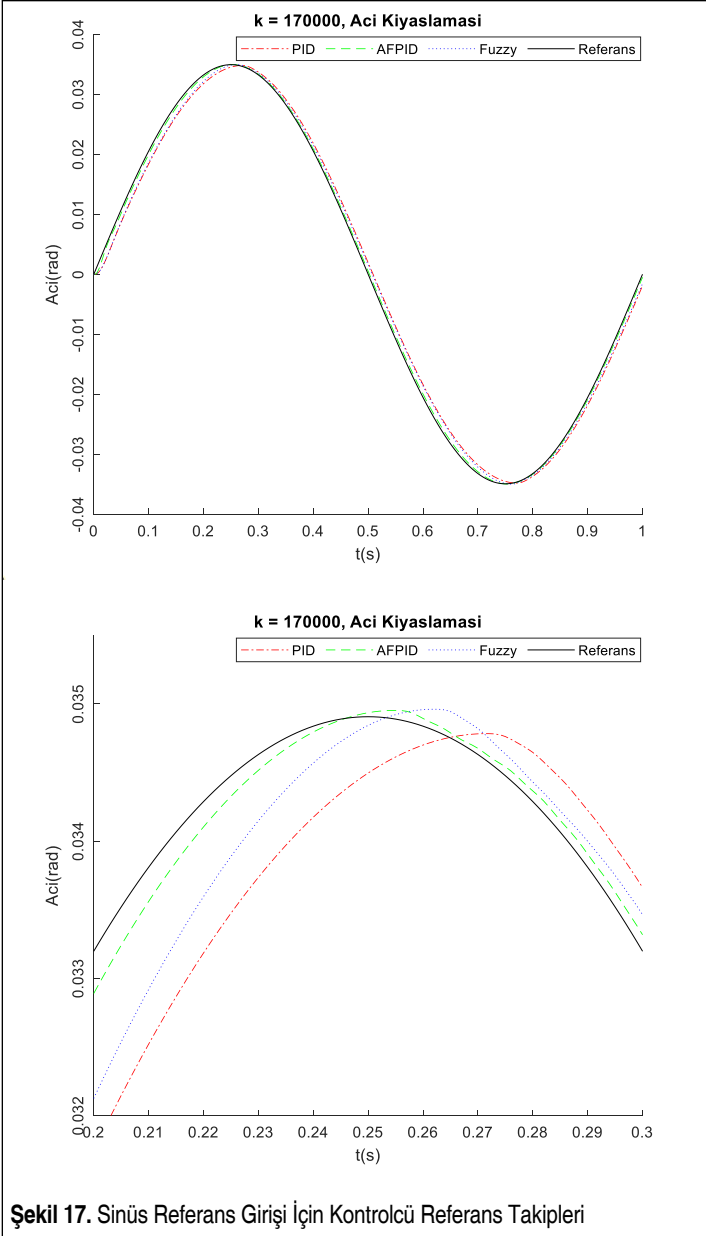


Şekil 16. Birim Basamak Girişler İçin Kontrolcü Cevapları

Tablo 4. Farklı Sertlikteki Aks Millerine Göre ISE ve ITSE Kontrolcü Performans Kıyasları

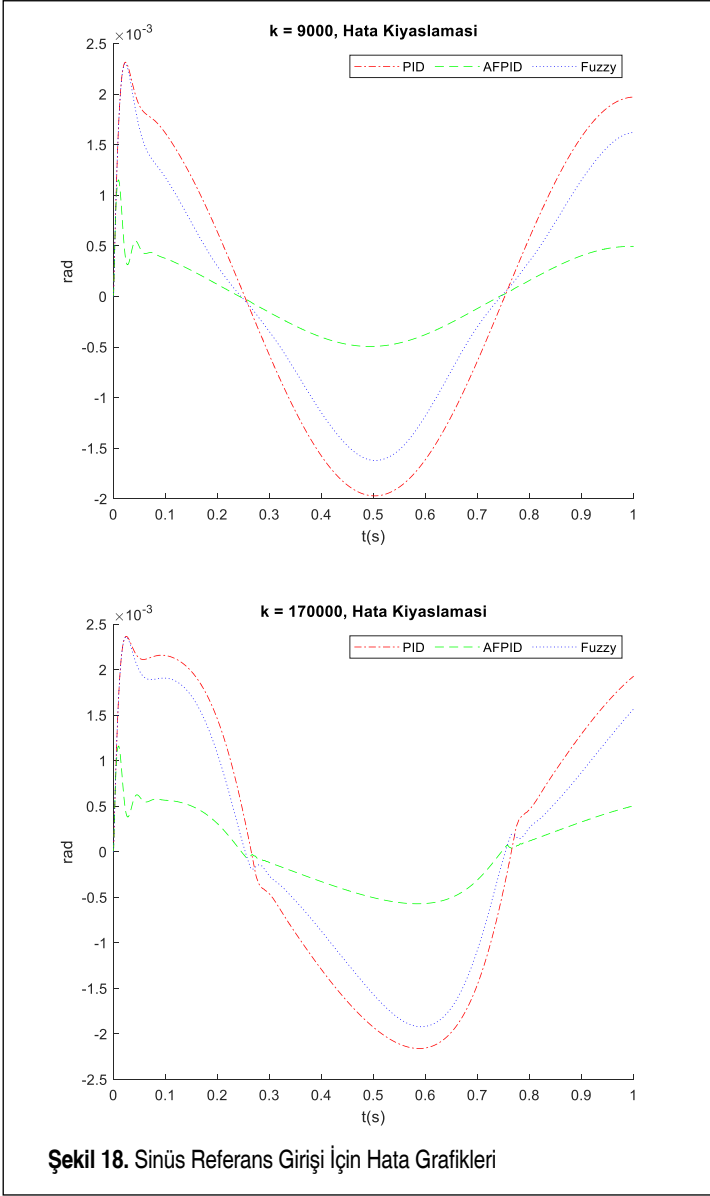
	k = 9000		k = 170000	
	ISE	ITSE	ISE	ITSE
PID	1.12233	1.232451	1.145692	1.261414
AFPID	1.076381	1.171206	1.099226	1.199311
Fuzzy	1.078164	1.173543	1.104542	1.207564





Şekil 17. Sinüs Referans Girişi İçin Kontrolcü Referans Takipleri

rolcü referans takipleri sinüs eğrisinin tepe noktalarına yakınlaştırılmış halleriyle ve Şekil 18’de ise hata kıyas grafikleri verilmiştir.



7. SONUÇ

Bu çalışmada aks mili test sistemi matematiksel olarak modellenmiştir. Aks mili test sistemine farklı çap veya uzunlukta aks mili takıldığında matematik modeldeki yay katsayısı değişecektir. Böylece birbirinden oldukça farklı rijitlik parametresine sahip

aks milleri test edilirken sistemi kontrol eden algoritmaya müdahale edilmesi gerekliliği ortaya çıkabilmektedir. Test sistemlerinde böylesi değişiklikler çok sık olabileceğinden kontrol parametrelerini kendi kendine ayarlayabilen adaptif yapıdaki algoritmalar büyük avantaj sunacaktır. Bu amaca hizmet etmek için yapılan bu çalışmada kurulan test sistemi modeli üzerinde yorulma testlerine uygun olarak sinüs dalga referans girişleri için kontrol yöntemleri denenmiş olup sonuçları incelenmiştir. Birim basamak girişte AB-PID kontrolün diğer iki kontrole göre daha iyi sonuçlar verdiği ISE ve ITSE performans kriterlerinden belirlenmiştir. Sinüzoidal referans takibinde de AB-PID kontrolün diğer iki kontrolcüye göre daha iyi performans göstermesi hata grafikleri üzerinden incelenmiştir.

Bu çalışma neticesinde AB-PID kontrolcü uygun bir şekilde hidrolik aks mili test sistemi modeline uygulanabilmiştir. Farklı sertlikteki aks millerini test ederken AB-PID kontrolcünün uyum sağlayarak kontrol performansı çok etkilenmeden testi yapabileceği gösterilmiştir.

Yağın kirlenmesi, viskozitenin değişmesi, çalışma basıncının düşmesi gibi etkenler hem servo valfin tepki süresini uzatacak hem de sistem kapasitesini doğrudan etkileyecektir. Bundan sonraki yapılacak çalışmada bu etkiler göz önüne alınarak AB-PID kontrolün performansı incelenebilir.

TEŞEKKÜR

Bu makale, MRD015 kodlu ve “Aks Millerinin Ömür, Statik Dayanım ve Kalıcı Deformasyon Testlerini Yüksek Hız ve Hassasiyetle Yapabilen Test Sisteminin Algoritması, Kontrolcüsü, Mekanığı ve Hidroliğinin Komple Geliştirilmesi” başlıklı proje kapsamında Mert Teknik Fabrika Malzemeleri Ticaret ve Sanayi A.Ş. Ar-Ge Merkezi tarafından desteklenmiştir. Ayrıca bu makalenin yazımı sırasında gerekli teknik desteği veren Mert Teknik Ar-Ge Müdürü Emre Özen’e ayrıca teşekkür ederiz.

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

τ	N/m^2	Kesme gerilmesi
K_I	-	Integral kazanç katsayısı
K_d	-	Türev kazanç katsayısı
K_p	-	Oransal kazanç katsayısı
K_v	$m^3/(s mA \sqrt{bar})$	Valf geçirgenlik katsayısı
P_K	bar	Kaynak basıncı
P_T	bar	Tank basıncı
T_φ	Nm	Redüktör çıkış torku



T_{hm}	Nm	Hidromotor torku
T_g	Nm	Redüktör giriş torku
V_0	m^3	Sıkışan yağ hacmi
c_l	$m^3/(s \cdot bar)$	Sızıntı katsayısı
η_r	-	Redüktör verimi
$\theta_{\check{c}}$	rad	Redüktör çıkış açısı
θ_{hm}	rad	Hidromotor devir açısı
θ_g	rad	Redüktör giriş açısı
μ_{hm}	rad/m^3	Hidromotor devir katsayısı
φ_{hm}	Nm/bar	Hidromotor tork katsayısı
Δ_P	bar	Basınç farkı
G	N/m^2	Kesme modülü
I	m^2	Atalet momenti
J	m^4	Polar atalet momenti
L	m	Parça uzunluğu
P	bar	Basınç
Q	m^3/s	Debi
c	Nms/rad	Burulma sönüm katsayısı
d	m	Çap
e	rad	Durum hatası
i	-	Redüktör çevrim oranı
k	Nm/rad	Burulma yay katsayısı
u	mA	Giriş Sinyali
α	-	Adaptasyon katsayısı
β	-	Bulk modülüs
γ	-	Oransal deformasyon
θ	-	Burulma açısı

Kısaltmalar

ISE	Integral square error
BMK	Bulanık mantık kontrolcü
PID	Proportional Integral Derivative
FLC	Fuzzy Logic Controller
ITSE	Integral time square error
AB-PID	Adaptif Bulanık PID



KAYNAKÇA

- Axles & AxleBearings. (2012). Erişim adresi: <https://web.archive.org/web/20131104110205/http://www.ringpinio n.com/b2c/PartCats.aspx?SearchMode=SubCat&ParentID=2>
- Bressan, J. D., ve Unfer, R. K. (2006). Construction and validation tests of a torsion test machine. *Journal of Materials Processing Technology*, 179(1-3), 23-29. doi: <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2006.03.099>
- Dindorf, R. ve Wos, P. (2019). Force and position control of the integrated electro-hydraulic servo-drive. *2019 20th International Carpathian Control Conference (ICCC)*. doi: <https://doi.org/10.1109/carpathiancc.2019.8765986>
- Donald, L. H. (2013). When electric motors won't do. Erişim adresi: <https://www.machinedesign.com/motors-drives/article/21834667/when-electric-motors-wont-do>
- Dongmei Y., Qiang L., ve Xihong Z. (2011). Design on torsion test-bed of automobile drive shaft. *2011 Second International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering*. doi: <https://doi.org/10.1109/mace.2011.5987155>
- Dursun, U., Üstoğlu, İ. ve Taşıkaraoğlu, F. Y. (2018). Hidrolik test sisteminin model öngörülü kontrolü. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, Cilt: 24 - Sayı: 8 , 1443-1449.
- Mamdani, E. (1974). Application of fuzzy algorithms for control of Simple Dynamic Plant. *Proceedings of the Institution of Electrical Engineers*, 121(12), 1585-1588. doi: <https://doi.org/10.1049/pice.1974.0328>
- Manring N. D. (2019). Hydraulic control systems, second edition. New York, USA: John Wiley.
- Metin, M., ve Güçlü, R. (2008). Ölçekleme Çarpanları Kendiliğinden Ayarlanabilen PID Tipli Bulanık Kontrolör ile Bir Hafif Metro Aracına Ait Düşey Titreşimlerin Aktif Kontrolü . *TOK 08 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı* (ss.551-556). İstanbul, Türkiye
- Metin M. ve Güçlü R. (2011). Vibrations control of light rail transportation vehicle via PID type fuzzy controller using parameters adaptive method. *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*. doi:10.3906/elk-1001-394
- Rear Axle. (2020). Erişim adresi: <https://www.sierragear.com/axle-shafts-sierra-gear-axle/ford-truck-rear-axles>
- Tall, I. A. (2009). State linearization of control systems: An explicit algorithm. *Proceedings of the 48th IEEE Conference on Decision and Control (CDC) Held Jointly with 2009 28th Chinese Control Conference*. doi: <https://doi.org/10.1109/cdc.2009.5400494>
- TD1.5 TV1.5. (2020). Erişim adresi: <https://web.saihyd.com/wp-content/uploads/TD1.5-TV1.5.pdf>
- Taşığıl G., Başgöl B., Metin M., Bayram T. (2020). Elastomer karakterizasyon test sistemlerinin modellenmesi ve parametrik analizleri. *European Journal of Science and Technology*. doi: <https://doi.org/10.31590/ejosat.775221>
- Zadeh, L. (1968). Fuzzy algorithms. *Information and Control*, 12(2), 94-102. doi: [https://doi.org/10.1016/s0019-9958\(68\)90211-8](https://doi.org/10.1016/s0019-9958(68)90211-8)
- Zhao, J., Han, L., Wang, L., ve Yu, Z. (2016). The Fuzzy PID control optimized by genetic algorithm for trajectory tracking of robot arm. *2016 12th World Congress on Intelligent Control and Automation (WCICA)*. doi: <https://doi.org/10.1109/wcica.2016.7578443>



Tork Konvertör Tasarımında Farklı İç Torus Geometrilerinin Hidrodinamik Performans Açısından İncelenmesi

Mehmet Can Durukan¹, Aydın Tekerek², Şafak Akgünlü³, Oğuzhan Çiftçi⁴,
Metin Kemal Gökçe^{4,5}, Alper Altınışık⁶

ÖZ

Tork konvertörler çoğunlukla otomatik transmisyon sistemlerinde kullanılan ve tork artırımını sağlayan özel hidrodinamik kaplinlerdir. Motor ve transmisyon arasında güç aktarımı sağladıklarından hidrodinamik performansları araç performansı üzerinde doğrudan etkilidir. Dolayısıyla aracın öngörülen koşullarda çalışabilmesi için doğru tork konvertörün tasarımı ve geliştirilmesi önemli bir rol oynamaktadır. Bu çalışmada, tork konvertörlerin torus kesitindeki birtakım geometrik değişimlerin hidrodinamik performansa olan etkisi incelenmiştir. Tork konvertörler için literatürde kabul gören, torus kesiti boyunca sirküle olan akışın yörüngesine dik olan alanın sabit tutulduğu alışlagelmiş bir tasarım yaklaşımı bulunmaktadır. Öncelikle bu yaklaşım kullanılarak bir tork konvertör tasarlanmıştır. Ardından bu yöntem basitleştirilerek, yalnızca kademeler arası geçişte yer alan arayüzlerin akış yörüngesine dik olan alanlarının eşit tutulduğu bir başka konvertör tasarlanmıştır. Tasarlanan iki konvertörün hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yaklaşımıyla performans analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar iki tork konvertörün hidrodinamik performanslarının birbirleriyle oldukça benzer olduğunu göstermiştir. Bu basitleştirme ile konvertörün analitik tasarımı kolaylaştırılmıştır. Bunun ardından basitleştirilmiş yöntem ile tasarlanan konvertörün iç torus kesit radyal konumları değiştirilerek 4 farklı konvertör oluşturulmuş ve HAD yaklaşımıyla analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, iç torus kesit konumlarının değişiminin tork konvertörlerin hidrodinamik performanslarını olumsuz yönde etkilediği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Tork konvertör, turbomakine, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, transmisyon

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 31.01.2022

Kabul/Accepted : 07.12.2022

¹ BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul
mehmetcan.durukan@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0001-9358-4786

² BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul
aydin.tekerek@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0003-0105-0782

³ BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul
safak.akgunlu@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0001-8977-9118

⁴ BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul
oguzhan.ciftci@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0001-6686-714X

⁵ Dr., BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul
kemal.gokce@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0003-0393-3415

⁶ Dr., BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul
alper.altinisik@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0002-5092-1436



Investigation Of Different Inner Torus Geometries in Terms of Hydrodynamic Performance For Torque Converter Design

ABSTRACT

Torque converters are specific type of hydrodynamic couplings mostly used in automatic transmission systems for torque multiplication. Their hydrodynamic performances have a direct effect on vehicle performance since they transfer power between engine and transmission. Therefore, design and development process of an accurate torque converter plays a crucial role for a vehicle to operate in predicted conditions. In the present study, the effect of some geometric changes at torus cross-section of a torque converter on hydrodynamic performance was investigated. There is a common design approach for torque converters in the literature which is the perpendicular area to the circulating flow trajectory along the torus section is kept constant. First of all, a torque converter was designed by using this approach. Then, this method was simplified and only the interface areas of the stages which are perpendicular to circulating flow trajectory were kept equal. Performance analyses of these torque converters were carried out by computational fluid dynamics (CFD) approach. Results showed that the hydrodynamic performances of two torque converters are pretty similar to each other. With this simplification, analytical design of the torque converter is simplified. After that, four different torque converters were designed by changing the inner torus section radial locations of the converter which is designed with simplified approach and CFD simulations were also carried out. It is concluded that the changes in the inner torus section radial location have a negative influence on hydrodynamic performance of torque converters.

Keywords: Axle shaft, test system, adaptive control, hydraulic actuator, fuzzy logic

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Torque converters are crucial components of automatic transmission systems for a wide range of applications. Their main advantages are torque multiplication and providing hydrodynamic connection between engine and transmission without mechanical contact during take-off. Common torque converter designs consist of three turbomachinery stages as impeller, turbine and stator. Hydrodynamic performances of these stages determine the overall torque converter performance and also engine-transmission coupling behavior. Therefore, hydrodynamic design of torque converter stages has a critical impact on overall powerpack performance.

Turbomachines have complex geometries in general and their design processes are usually conducted with various parametrization approaches. These approaches generally reduce three-dimensional geometry of the turbomachine to more easily controllable two-dimensional parameters. With common three staged torque converters, hub and shroud contours of three stages can be combined to create two closed ovals. These ovals form two tori when revolved around rotation axis, constructing hub and shroud surfaces of three stages. One common approach to design torus sections is to form these ovals in a way that the area perpendicular to flow is kept constant throughout the circulation path of automatic transmission fluid. In this study, effect of this approach and various alternatives are examined and presented.

Objectives/ Research Purpose

Torque converter hub and shroud contours can be designed in many ways, yet most designs are gene-



rated according to common guidelines and approaches. A more frequently used one of these methods is to form the outer torus section as a circle, then create the inner torus section in a way that the area perpendicular to flow will remain constant throughout the circulation path. Corresponding inner torus section is an arbitrary oval, which makes it rather troublesome to create the point cloud which will describe the blade profiles in different spanwise locations. Purpose of this study was to create a method to simplify the inner torus section to a circle with minimum deviation in performance from the original design. Inner torus section, which is now a circle, is resized and relocated in order to achieve this goal. Further examination is done with different locations of the inner torus section circle for proving that the suggested location provides the optimum similarity with the original design. 4 torque converter designs with different inner torus locations are created for this purpose. Other design parameters are kept same with all of the simplified designs.

Methods/ Methodology

Performances of different torque converter designs are obtained with computational fluid dynamics (CFD) approach. A commercial CFD software is used for estimating the hydrodynamic performances of the designed torque converters. Flow is assumed incompressible and steady, fluid properties are defined for automatic transmission fluid at 100 °C. Turbulence is modelled by using realizable k-ε turbulence model. Moving reference frame (MRF) method is used for simulating the rotating motion of the components. Temperature variations and corresponding effects are neglected in scope of this study; therefore, energy equation is not included in simulation model. Simulations are carried out for 5 speed ratio points for each design. One common practice for turbomachinery simulations in literature is using minimum number of blade passages, usually one passage for each stage. This method is also used in this study and results are compared with the results obtained with full-stage computational domains. It is found that single-passage simulations give quite reasonable results, however full-stage computational domains are used in calculations for increased accuracy.

Results/ Findings

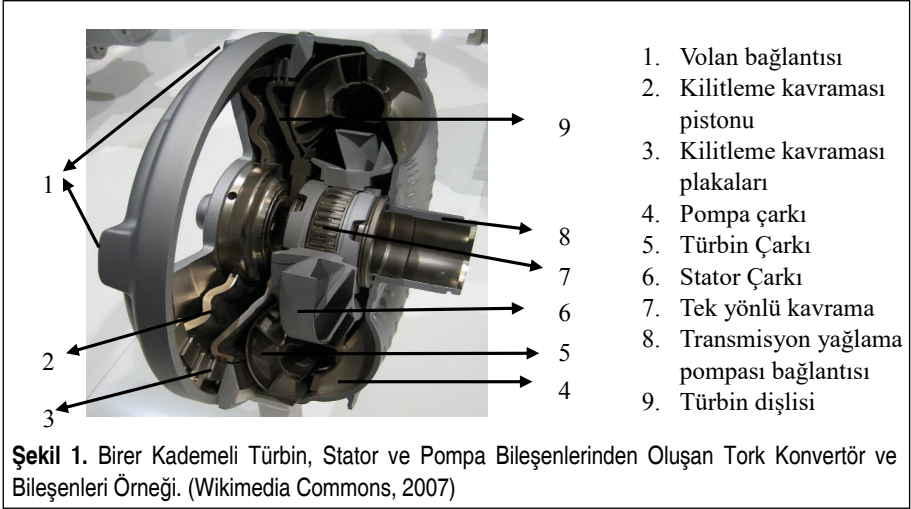
Torus sections of the simplified model, which uses circle sections for both inner and outer tori, are formed in a way that interface areas between stages are equal to each other and the area which was originally kept constant throughout the circulation path. It is shown that if the simplification is done this way, deviation of performance from the original model is quite small, %2.57 at maximum. Four alternative designs with variously located inner torus sections are also studied. It is observed that for the alternative designs, transmission fluid circulation and in parallel with that torque values are lower than the simplified base design. Flow separation in stall condition became more dominant in some of the alternative designs.

Discussion and Conclusions

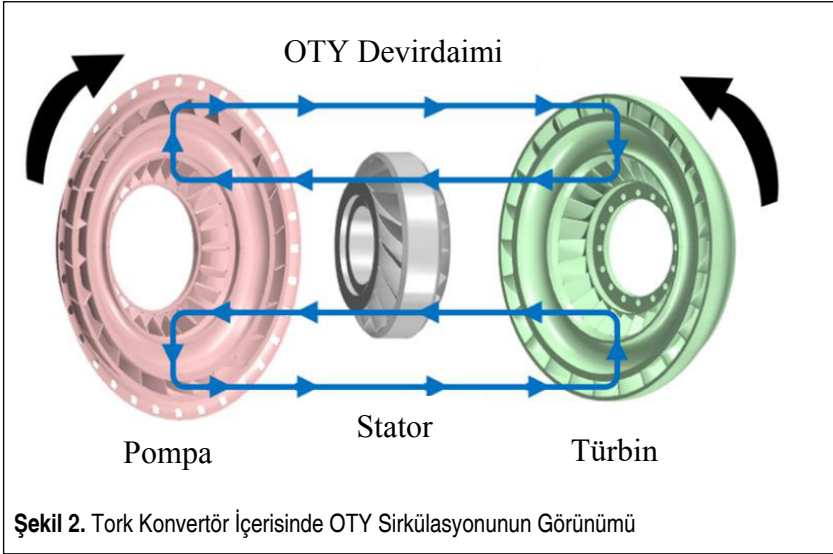
It is concluded that inner torus section, can be simplified with minimal loss in hydrodynamic performance. This can be useful for initial design process and optimization studies. Based on the results obtained with alternative designs, it is claimed that deviations from this location caused increased pressure losses due to increased secondary flow effects.

1. GİRİŞ

Özel bir hidrolik kaplin türü olan tork konvertörler tahrik unsurundan gelen torku katlayarak iletebilen turbomakinelerdir. Günümüzde otomatik şanzıman sistemlerinde, ağır yük taşıma kabiliyetine sahip konveyörlerde, gemilerde, lokomotiflerde ve sanayinin diğer birçok alanında sıklıkla kullanılmaktadır. Tork konvertörler genel anlamda pompa, türbin ve stator olmak üzere 3 ana bileşenden oluşmaktadır. Bileşenler uygulamaya göre tek ya da çok kademeli olabilmektedir. Sıklıkla kullanılan üç bileşenli tork konvertör sistemine ticari bir örnek Şekil 1 ile verilmiştir. Güç iletimi kaynağa bağlı pompa ile yüke bağlı türbin arasında gerçekleşir. Hidrolik kaplinden farklı olarak barındırdığı stator bileşeni sayesinde kalkışta güç iletimi esnasında türbinde tork artışı elde edilir.



Pompa, türbin ve stator birbirlerine mekanik olarak bağlı olmayıp, otomatik transmisyon yağı (OTY) sayesinde hidrodinamik olarak etkileşim halindedir. Mekanik olarak bağlı olmamaları sayesinde tahrik unsuru ve gücün iletildiği sistemler arasında titreşim ve ani şok yükleri gibi gerçekleşebilmesi muhtemel oluşumların aktarımının önüne geçilebilmektedir. OTY tork konvertör içerisinde Şekil 2’de gösterildiği gibi sirkülasyon halindedir. Gücünü tahrik unsurundan (içten yanmalı motor, elektrik motoru vb.) alan pompanın dönüşüyle OTY radyal ve eksenel yönde ivmelendirilir. Akışkanın pompa kanatlarının giriş ve çıkışı arasındaki dönme eksenine göre açısal momentum farkı pompa tarafından karşılanması gereken direnç torkunu oluşturmaktadır. Böylelikle tahrik unsurundan alınan mekanik enerji OTY’ye aktarılarak hidrolik enerjiye dönüştürülür. Pompadan enerjisi yüksek olarak çıkan akış türbin kanatlarına girerek türbini döndürmeye zorlar. Böylece hidrolik enerji tekrar mekanik enerjiye



dönüşerek gücün aktarıldığı türbin ve stator çarklarında torka dönüşür. Pompa akışkana enerji kazandırırken türbin akışkanın enerjisini emmekte olduğundan bileşenler üzerinde oluşan torklar ters yönlüdür. Tork konvertör sistemlerinde tork artırımı stator bileşeninde sağlanır. Türbinden ayrılan akışkan statora girer.

Stator kanatlarındaki çıkış açısı, pompa kanatlarındaki giriş açısına uygun bir şekilde yağı yönlendirir. Stator sabit olduğundan bu yönlendirme sırasında iş yapılmaz. Akışkanın bu hareketi stator üzerinde pompa ile aynı dönme yönünde tork oluşmasına neden olur. Açısal momentum korunumu uyarınca çıkarılmış Euler turbomakine denklemiyle belirtildiği gibi, turbomakine içerisindeki bileşenlerde oluşan toplam torkun sıfır olması gerekir. Bu sebeple, aynı yönlü stator ve pompa torklarının toplamı ters yönlü türbin torkuna eşittir. Böylelikle tork artırımı sağlanmış olmaktadır. Türbin bileşeni hızlandıkça, türbin çıkışından statora giren akışkanın yönü değişir ve stator kanatlarının arkasına çarpmaya başlar. Bu, statorda oluşan torkun azalmasına ve bir noktadan sonra ters yönde etkimesine neden olur. Bu durumun yaşanmaması için statorun serbest olarak dönmesi gerekmektedir, aksi takdirde büyük bir verim kaybı yaşanır. Bunun önüne geçmek için stator bileşenine bir tek yönlü kavrama (one way clutch, freewheel) eklenmiştir. Bu durumda stator, tek yönlü kavrama sayesinde bir yönde dönmez iken diğer yönde serbest olarak döner. Statorun serbestçe döndüğü durumda üzerinde tork oluşmayacağından, konvertörde herhangi bir tork artırımı gerçekleşmez. Bu nedenle, stator üzerinde oluşan torkun neredeyse sıfıra ulaştığı hız oranı bölgesinde kilitleme kavraması (lock-up clutch) devreye sokularak pompa ve türbin bileşenleri mekanik olarak bağlanır ve bu andan sonra güç aktarımı kilitleme kavraması üzerinden mekanik olarak gerçekleştirilir.

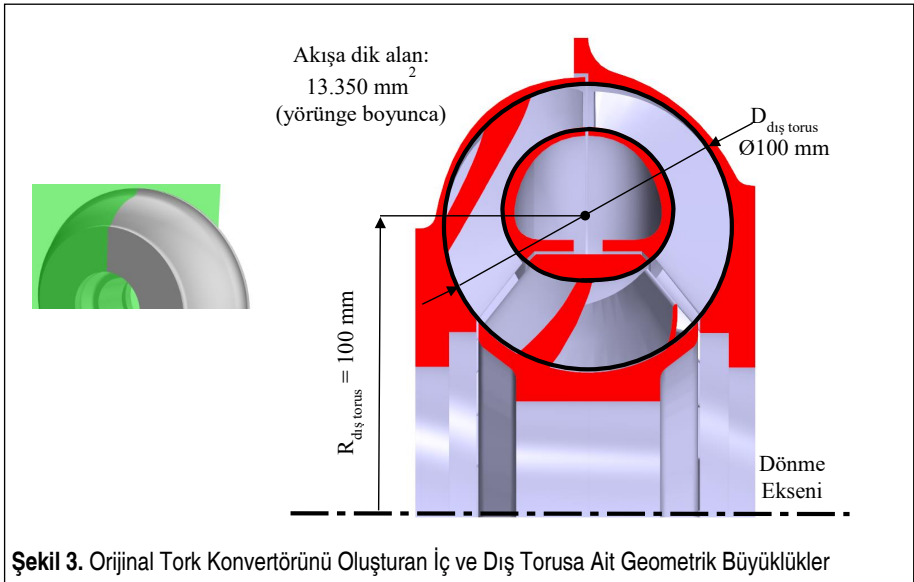
Tork konvertörü, getirdiği avantajlar nedeniyle birçok alanda sıklıkla çalışılmış bir sistem olmuştur. Jandasek; tork konvertörü tasarımı, performansının matematiksel ifadesi ve imalatı gibi geniş bir yelpazeyi inceleyen çalışmasıyla alanda temel teşkil etmiştir (Jandasek, 1961). Özellikle erken dönemde yapılan çalışmalar deney verileri ve temel turbomakine denklemlerinden türetilmiş çeşitli analitik yaklaşımlar önderliğinde gerçekleştirilmiştir (Jandasek, 1961; Whitfield, Wallace ve Patel, 1983; Kotwicki, 1982). Bilgisayar teknolojisi ve numerik metotlardaki gelişmeyle beraber numerik çözüm kapasitesi artmış ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yaklaşımı ile karmaşık akış problemlerinin çözümlenebilmesine imkan doğmuştur. HAD yöntemindeki bu gelişme tork konvertör alanında çalışan araştırmacıları da bu yöntemi kullanılarak analizler gerçekleştirmeye teşvik etmiştir. Buna örnek olarak Schweitzer ve Gandham HAD yaklaşımı kullanarak, bir tork konvertör için doğrulama çalışması gerçekleştirmişlerdir. HAD yaklaşımı ile elde ettikleri sonuçların deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Buna dayanarak HAD yaklaşımının, deneysel yöntemlere göre kısa zamanda çok daha fazla tasarım seçeneği hakkında sonuç verdiğini belirtmişlerdir (Schweitzer ve Gandham, 2003). Kim vd., tork konvertör performansını belirlemeye yönelik çalışmalarında, analitik yaklaşımlar ve 3D HAD analizleri uygulayarak performans parametreleri elde etmişler ve bunları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak 3D HAD yaklaşımı ile elde edilen sonuçlarının deneysel sonuçlar ile daha yakın olduğu sonucuna varmışlardır (Kim, Ha, Lim ve Cha, 2008). Yamaguchi ve Tanaka ise kalkış durumunda zamana bağlı tork konvertör performans parametrelerini incelemiş ve sonuçlarını deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır (Yamaguchi ve Tanaka, 2012). Srinivasan vd., yedi farklı tork konvertör tasarımının HAD yaklaşımı ile analizlerini gerçekleştirmişler ve sonuçlarını deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Tek bir tasarım için yaptıkları termal analiz sonuçlarına dayanarak, viskoziteye bağlı olarak tork değerlerinin değişiklik gösterdiğini vurgulamışlardır (Srinivasan, Joshi, Dhar ve Wang, 2016). Jeyakumar ve Sasikumar bir tork konvertör için $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanarak uyguladıkları HAD yaklaşımı sonuçlarıyla deney sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Sonuçların birbiriyle çok yakın değerlere sahip olduğunu ve HAD yaklaşımının tasarım, imalat ve araştırma süreçlerini oldukça kısalttığını belirlemişlerdir (Jeyakumar ve Sasikumar, 2017). Tork konvertör özelinde daha yüksek performans elde etmek amacıyla tasarım değişikliklerine çok sık rastlanmaktadır. Liu vd., farklı tasarım parametrelerinin tork konvertör performansına olan etkilerini görmek için uygun tasarım parametreleri üzerinde değişiklikler yapmışlar ve bunların hidrodinamik performans üzerindeki etkilerini sınıflandırmışlardır (Liu ve diğ., 2019).

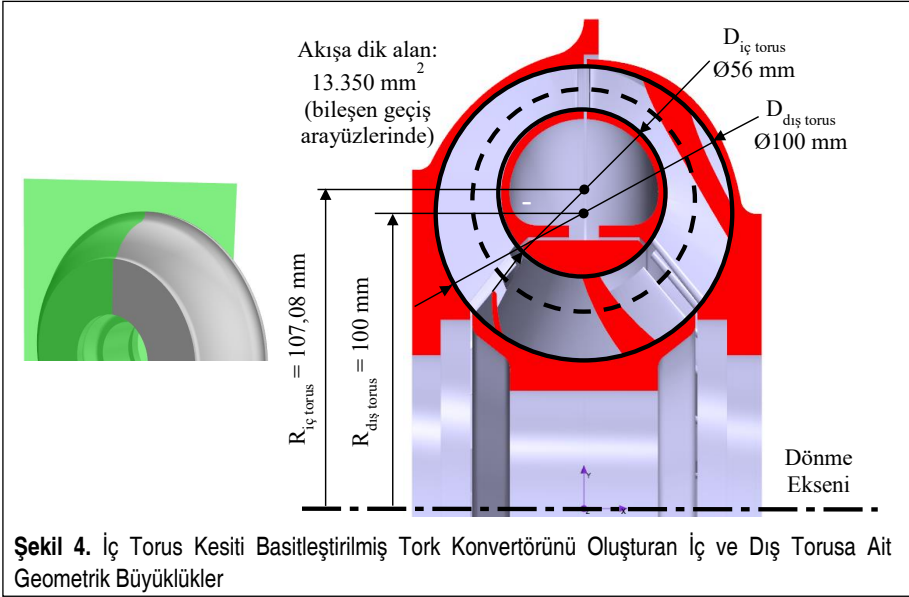
Bu çalışmada tork konvertör iç torus kesiti tasarımında farklı yaklaşımlar ve akışa dik alanın konvertör performansına olan etkileri incelenmiştir. Genel olarak kabul görmüş tasarım yöntemi, OTY sirkülasyon akışına dik alanın yörünge boyunca sabit tutulmasıdır (Jandasek, 1961; Kotwicki, 1982; Zhang ve Mi, 2018). Dış torus kesiti

daire şeklinde tasarlandığında, bu şartı sağlayacak iç torus kesiti daire ya da elips gibi kurallı denklemlerle kolay ifade edilebilecek bir şekil olmamaktadır. Bu çalışma kapsamında yörünge boyunca eşit alan şartına uygun tasarlanmış bir tork konvertörünün iç torus kesiti, diğer parametreler aynı tutularak daire şeklinde basitleştirilmiş ve hidrodinamik performans üzerine olan etkisi incelenmiştir. İç torus kesitini oluşturan dairenin çapı ve konumu, kademeler arası geçiş arayüz alanlarının birbirleriyle ve ilk tasarımdaki dik alanla eşit olacak biçimde belirlenmiştir. Söz konusu şartlar altında iç torus kesitinin basitleştirilmesi ile hidrodinamik performanstaki değişimin küçük ölçekte olduğu görülmüştür. Daha sonra basitleştirilmiş model temel alınarak, iç torus kesitini oluşturan dairenin 4 farklı konumdaki tasarımları yapılmış ve analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak geleneksel tasarım ile en uyumlu sonuçların basitleştirilmiş tasarım ile alındığı, farklı kesit konumlarının hidrodinamik performansı olumsuz etkilediği görülmüştür.

2. GERÇEKLEŞTİRİLEN TORK KONVERTÖR TASARIMLARI VE GEOMETRİK ÖZELLİKLERİ

Çalışma kapsamında yapılan incelemeler orijinal bir tork konvertör tasarımı baz alınarak gerçekleştirilmiştir. Bu konvertöre dair başlıca geometrik büyüklükler Şekil 3 ile gösterilmiştir. Akış alanının dönme eksenine göre en büyük çapı 300 mm'dir. Dış torus kesiti 100 mm çaplı bir dairedir. İç torus kesiti ise akışa dik alanı, yörünge boyunca 13.350 mm² değerinde sabit tutacak şekilde oluşturulmuş belirsiz (arbitrary) bir şekildir. Hidrodinamik performansı etkilemeyecek yapısal dayanımı ilgilendirecek et ka-





lınlıkları ve benzeri diğer büyüklükler bu çalışma kapsamında değerlendirilmemişlerdir. Kanat sayıları türbin, pompa ve statorla sırasıyla 25, 24 ve 13'tür. Kanatlara dair tüm parametreler bu çalışma kapsamındaki tasarımların tamamında sabit tutulmuştur. Çalışmanın devamında bu tasarım "orijinal tasarım" şeklinde anılacaktır.

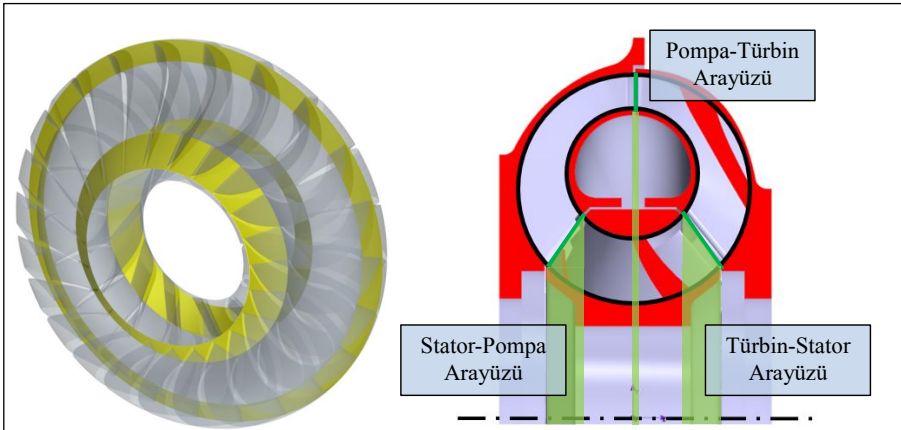
İç torus kesitinde belirtilen basitleştirmelerin ardından elde edilen tasarıma ait geometrik özellikler Şekil 4'te paylaşılmıştır. Görüldüğü üzere, dış torusa dair büyüklükler değiştirilmemiştir. Bu tasarımda iç torus kesiti 56 mm çaplı bir dairedir. Çalışmanın devamında bu tasarımdan "basitleştirilmiş temel tasarım" şeklinde bahsedilecektir.

Basitleştirilmiş temel tasarımda iç ve dış torusları oluşturan daireler eş merkezli değildir, merkezleri arasındaki mesafe 7,08 mm'dir. Bu değer Şekil 5 ile gösterilen pompa, türbin ve stator kademeleri arası geçiş arayüzlerinin alanlarını eşitlemektedir. İç torus için 56 mm çap ve 7,08 mm merkez kaçıklığı değerleri, geçiş arayüzlerinde istenen alan değerlerinden hesaplanmaktadır. Bu değerlerin tercih edilme sebebi akışa dik alanın yörünge boyunca yaklaşık aynı değerde tutulması, böylece tork konvertörü performansının orijinal modelle yakın elde edilmesidir. Aksi halde yörünge boyunca akışa dik alandaki farklılıkların oluşturacağı ikincil etkilerin sebep olduğu basınç kaybı tork karakteristiğini değiştirecektir. Pompa-türbin arası geçiş arayüzü dönme eksenine göre uzakta konumlandığından iç torus, radyal yönde dışarı doğru ötelenmelidir, aksi halde pompa-türbin arayüz alanı diğer arayüz alanlarından büyük olacaktır.

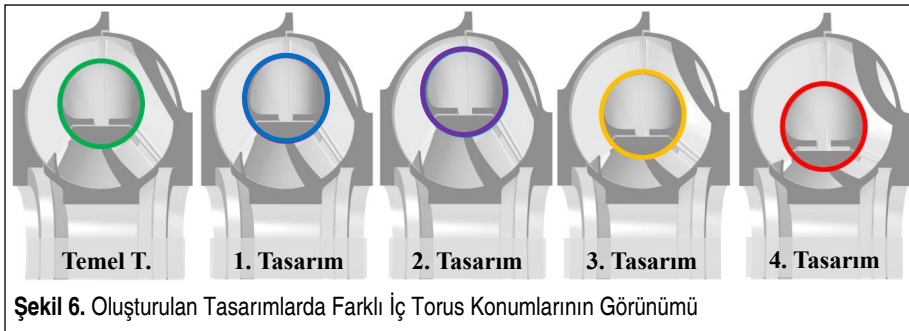
Çalışma kapsamında, orijinal tasarım ve basitleştirilmiş temel tasarım karşılaştırmasının yanı sıra basitleştirilmiş tasarımda iç torus kesiti konumunun hidrodinamik perfor-

mansa olan etkisi de incelenmiştir. İç ve dış torus dairesel kesit merkezleri arasındaki mesafenin değiştirildiği 4 farklı model tasarlanmıştır. Bu modeller, arayüz alanlarının eşitlendiği tasarım baz alınarak iç torus kesitinin dönme eksenine göre mesafesinin artırıldığı ve azaltıldığı ikişer tasarımdan meydana gelmektedir. Tasarımlar, temel modelde iç ve dış dairesel kesitler arasında kalan mesafenin iki yönde çeyreğe ve yarıya indirilmesiyle oluşturulmuştur. Şekil 6'da temel ve iç torus merkezinin konumunun değiştirildiği tasarımlar görülebilmektedir. Şekil 7'de ise bu tasarımların iç torus merkezlerinin konvertör dönme eksenine olan mesafeleri paylaşılmıştır. Şekil 6'da verilen iç torus dairelerinin renkleri, Şekil 7 ile aynıdır. Çalışmanın devamında oluşturulan bu dört tasarım Şekil 6'da belirtilen isimleriyle anılacaklardır.

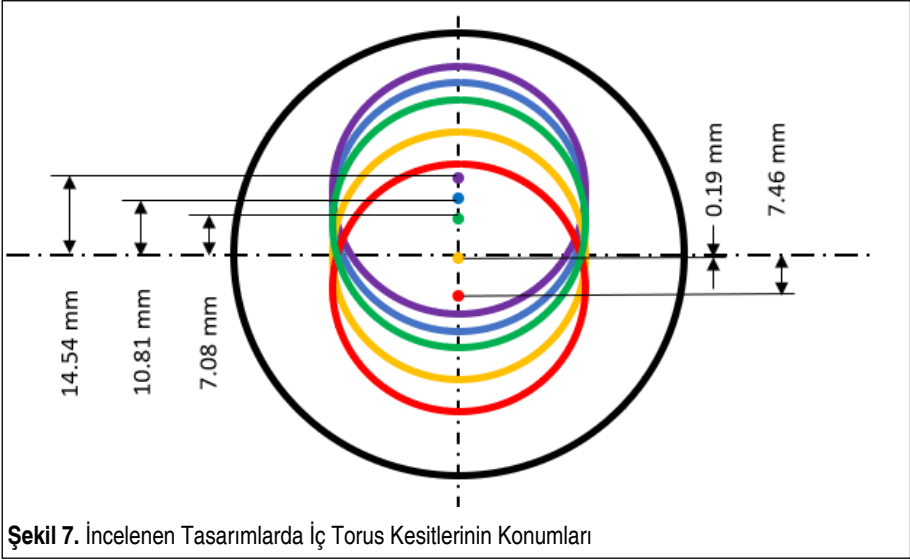
Tork konvertörlere dair kanat parametreleri, dış torus boyutları gibi diğer tüm parametreler bu 4 tasarımda da orijinal tasarımla aynı tutulmuştur. Konvertör bileşenlerinde kullanılan kanat açıları Tablo 1'de paylaşılmıştır.



Şekil 5. Pompa, Türbin ve Stator Kademeleri Arası Geçiş Arayüzleri



Şekil 6. Oluşturulan Tasarımlarda Farklı İç Torus Konumlarının Görünümü



Şekil 7. İncelenen Tasarımlarda İç Torus Kesitlerinin Konumları

Tablo 1. Tork Konvertör Bileşenlerindeki Kanat Giriş ve Çıkış Açılıarı

	Pompa	Stator	Türbin
Kanat Giriş Açısı (β_1)	0°	-25°	-52°
Kanat Çıkış Açısı (β_2)	5°	-62°	55°

3. HAD YAKLAŞIMI İLE TORK KONVERTÖR PERFORMANS ANALİZLERİ

Çalışma kapsamında uygulanacak HAD yaklaşımı için sonlu hacimler tabanlı ticari bir yazılım tercih edilmiştir. Tork konvertör kademeleri arasında gerçekleşen hidrodinamik etkileşim, pompa ve türbinin yüksek dönüş hızları nedeniyle türbülanslı bir akış problemi. Çalışmada türbülans modeli olarak RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) tabanlı modellerden biri olan ve literatürde tork konvertör analizlerinde sıklıkla kullanılan k- ϵ modeli tercih edilmiştir. Çözümler sıkıştırılamaz akış kabulüyle gerçekleştirilmiştir. Termofiziksel özelliklerin sıcaklıkla değişimi ihmal edilmiş, enerji denklemleri çözüme dahil edilmemiştir. Çalışma kapsamında tam ve kısmi akış çevresi yaklaşımlarında kullanılan otomatik transmisyon yağının akışkan özellikleri Tablo 2 ile verilmiştir.

Tablo 2. HAD Yaklaşımında OTY için Tanımlanan Akışkan Özellikleri

Yoğunluk (kg/m^3)	834
Dinamik Vizkosite (Pa.s)	0,01202

Zamandan bağımsız (steady-state) gerçekleştirilen analizlerde pompa ve türbin bileşenlerinin dönüş hareketi, turbomakinelerin zamandan bağımsız analizlerinde sıklıkla kullanılan MRF (Multiple Reference Frame) yöntemiyle modellenmiştir. Farklı bileşenlere ait ağ bölgeleri arası bilgi geçişi direkt arayüz (in-place interface) ile tanımlanmıştır. Mevcut çalışma kapsamında tam ve kısmi akış çevresi yaklaşımlarıyla farklı hız oranlarında gerçekleştirilen HAD analizleri için pompa ve türbinin dönüş hızları Tablo 3 ile verilmiştir.

Tablo 3. HAD Analizlerinde Uygulanan Dönüş Hızları

Hız Oranı	Pompa Dönüş Hızı (dev/dk)	Türbin Dönüş Hızı (dev/dk)
0	2000	0
0,2	2000	400
0,4	2000	800
0,6	2000	1200
0,8	2000	1600

Tork konvertörlerin hidrodinamik performansını gösteren tork oranı ve kapasite faktörü değerleri, bileşenlerin açısal hızına ve tork değerlerine bağlı olarak Denklem (1)-(3) ile ifade edildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$Hız Oranı = \frac{Türbin Açısal Hızı}{Pompa Açısal Hızı} \quad (1)$$

$$Tork Oranı = \frac{Türbin Torku}{Pompa Torku} \quad (2)$$

$$Kapasite Faktörü (KF) = \frac{Pompa Açısal Hızı(RPM)}{\sqrt{Pompa Torku}} \quad (3)$$

3.1 Ağ Yapısı Belirsizlik Analizi

HAD yaklaşımlarıyla elde edilen sonuçların güvenilirliği açısından belirsizlik ve hata analizlerinin gerçekleştirilmesi kritik önem taşır. Bu çalışma kapsamında tork konvertör HAD analizleri için oluşturulan ağ yapıları için bir belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir. Söz konusu belirsizlik analizinde Stern vd. tarafından geliştirilen doğrulama ve onaylama yaklaşımı kullanılmıştır (Stern, Wilson, Coleman ve Paterson, 2001).

Belirsizlik analizleri için basitleştirilmiş temel tasarım tercih edilmiştir. Bu tork konvertörü için temel bir hesaplama ağı oluşturulmuş, bu ağa ait boyutlar $\sqrt{2}$ oranında artırılıp azaltılarak üç farklı ağ yapısı oluşturulmuştur. Bu ağlarla zamandan bağımsız analizleri gerçekleştirilmiştir. Temel alınan hesaplama ağına dair değerler Tablo 4'te 2

Tablo 4. Farklı Ağ Yapıları ile Hesaplanan Türbin Torku Değerleri

Hesaplama Ağı	Eleman Sayısı	Türbin Torku (Nm)
1	1.889.048	841,75
2	3.304.286	836,90
3	5.947.645	837,00

numarayla verilmiştir. Oluşturulan daha seyrek ve daha sık ağ yapılarına dair değerler yine Tablo 4 ile verilmiştir. Belirsizlik çalışması kapsamında, Tablo 4’te verilen türbin torku değerleri dikkate alınmıştır. Analizler 0 hız oranında ve 2000 dev/dk pompa dönüş hızı için gerçekleştirilmiştir.

Söz konusu tork değerleri ile yapılan belirsizlik çalışmasında hesaplanan onaylama (verification) değerleri Tablo 5’teki gibi olmuştur.

Tablo 5. Ağ Yapısı Belirsizlik Çalışması Sonucunda Hesaplanan Onaylama Değerleri

ϵ_{32}	ϵ_{21}	r_G	R_{G_2}	p_G	C_G	U_1	U_G	U_N
4,85	-0,1	1,414	-0,021	4,942	4,54	0,342	8,637	8,644

Tablo 5 ile paylaşılan onaylama değerlerine dair detaylı bilgi için referans çalışma incelenebilir (Stern ve diğ., 2001). R_{G_2} değerinin negatif olması, oluşturulan ağ yapıları ile elde edilen sonuçların salınımlı bir yakınsama gerçekleştirdiğini ifade etmektedir. Çalışma sonucunda iteratif belirsizlik (U_1) ve ağ yapısı belirsizliği (U_G) ile elde edilen sayısal belirsizlik (U_N) 8,644 Nm olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla söz konusu sınırlarında uygulanan HAD yaklaşımı ile hesaplanan türbin torku değeri $836,90 \pm 8,644$ Nm ($\pm\%1,03$)’dir.

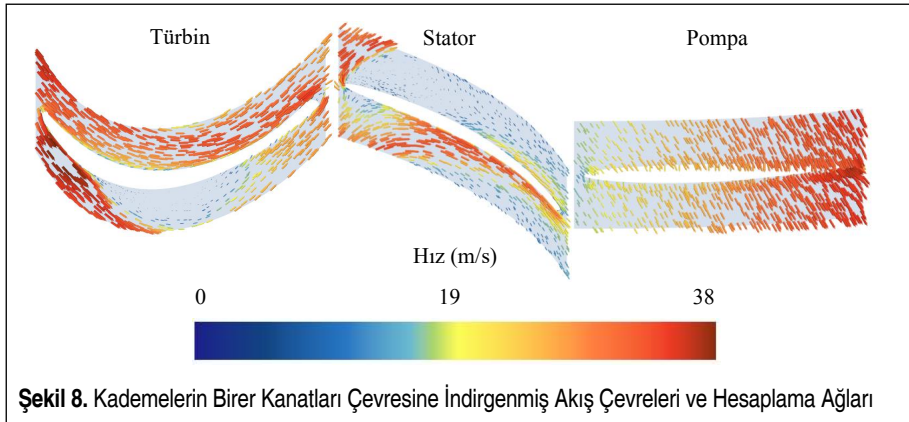
3.2 Kısmi ve Tam Akış Çevreli HAD Yaklaşımlarının Karşılaştırılması

Turbomakine HAD analizlerinde kademelerin tamamını modellemek yerine en az sayıda kanadı çevreleyen periyodik dilimlerle analizi gerçekleştirmek literatürde sıklıkla tercih edilen bir yöntemdir. Bu kısmi akış çevresi yaklaşımının kullanılmasındaki temel amaç hesaplama yükünü azaltmaktır. Yaklaşım bu çalışma kapsamında uygulanarak tam akış çevresi yaklaşımı ile alınan sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Analize dahil edilecek en az kanat sayısı seçilirken kademeler arası arayüz alan farkının düşük tutulmasına önem gösterilir. Bu çalışma kapsamında kullanılan tasarımlarla, her kademedan birer kanatla oluşturulan akış çevreleriyle ortaya çıkan arayüz alanları arasındaki fark kabul edilir düzeydedir.

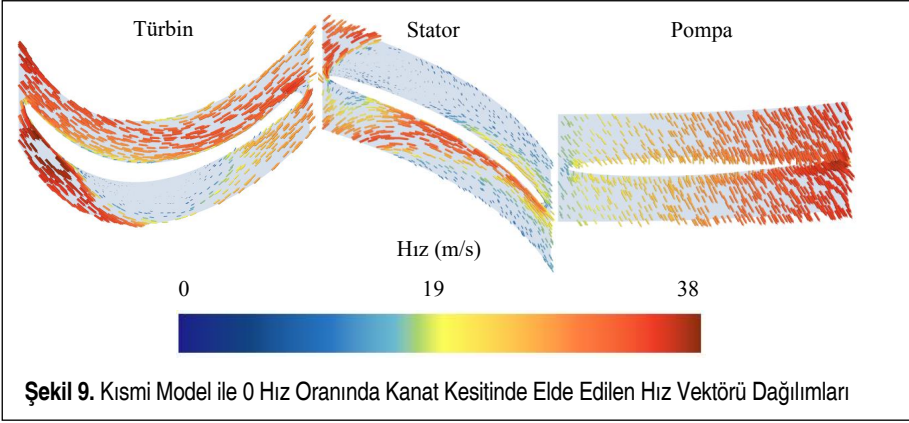
Kısmi akış çevresiyle alınacak sonuçların tam modelle uyumunun incelenmesi temel tasarım üzerinde gerçekleştirilmiştir. Üç kademeye ait birer kanada indirgenmiş kısmi

modeller ve pompanın bir kanadıyla oluşturulmuş örnek bir akış çevresi Şekil 8 ile gösterilmiştir. Komşu kanatların etkisi, her bir kademe diliminin periyodik yüzeylerine “dönel periyodiklik” (rotational periodicity) eklenerek ilişkilendirilmiş ve analize dahil edilmiştir. Dönel periyodik arayüzler Şekil 8’de mavi olarak renklendirilmiştir. Kademelerin kanat dilimleri arasındaki arayüzler bire bir örtüşmeyeceklerinden akışın sahip olduğu hız ve basınç değerleri, bir kanat diliminden diğerine karışım arayüzü (mixing-plane interface) yaklaşımıyla radyal ortalama alınarak aktarılır. Bu yaklaşım ile zamandan bağımsız analizlerde kanatların açısız konumlarının performansa olan yanıtıcı etkisinden kaçınılmış olur ancak bir kademedeki kanatların sonraki kademeye olan etkisi (wake interaction) gözlenemez. Şekil 8’de pompa akış çevresi için giriş sınırını temsil eden stator-pompa arayüzü yeşil renkle; çıkış sınırını temsil eden pompa-türbin arayüzü kırmızı renkle gösterilmiştir. Bu yüzeyler komşu kademelerin örtüşen yüzeyleriyle karışım arayüzü kullanılarak ilişkilendirilmiştir. Böylece üç kademelerin birer kanada indirgenmiş kısmi akış çevreleri oluşturulmuş, ardından uygun hesaplama ağları oluşturulmuştur. Bu yaklaşımla alınacak sonuçların tam akış çevresi ile alınan sonuçlarla karşılaştırılabilmesi için aynı sayısal ağ parametreleri kullanılmıştır. Oluşturulan hesaplama ağı Şekil 8’den görülebilmektedir. Kısmi akış çevresi yaklaşımı için oluşturulan toplam ağ elemanı sayısı 493 bin olmuştur. Bu sayı, tam akış çevresi yaklaşımı ile gerçekleştirilen analizlerdeki toplam ağ elemanı sayısına göre %85 daha azdır.

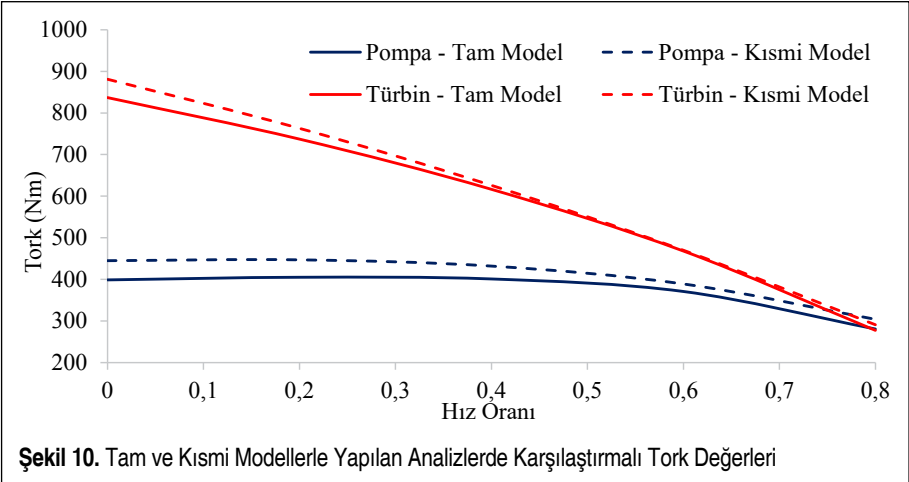


Tam akış çevresi ile karşılaştırabilmesi adına kısmi akış çevresi analizlerinde aynı fiziksel modeller ve parametreler kullanılmıştır. Pompa dönüş hızı 2000 dev/dk’dır. Şekil 9’da 0 hız oranında gerçekleştirilen analizin kanat kesitleri boyunca elde edilen hız dağılımları vektörel olarak gösterilmektedir.

Analizler sonucunda tam ve kısmi modellerin birbirleriyle uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür. Şekil 10’da görüldüğü gibi, kısmi modellerle elde edilen tork değerleri tam model sonuçlarından bir miktar yüksek olmuştur. İki modelden alınan tork



değerleri arasındaki en büyük fark %11,6 ile 0 hız oranında pompada gerçekleşmiştir. Alınan sonuçlar tek kanada indirgenmiş kısmi akış çevresi analizlerinin de kabul edilebilir sonuçlar verdiğini göstermektedir. Bu yaklaşım hesaplama gücünün kısıtlı olduğu ya da optimizasyon çalışmalarında olduğu gibi çok sayıda analiz gerektiren durumlarda tercih edilebilir. Çalışmanın devamında farklı tasarımlar arasında yapılacak karşılaştırmalarda yüksek doğruluk amaçlandığından, analizler tam akış çevresi yaklaşımı ile gerçekleştirilmiştir.



3.3 Farklı İç Torus Geometrisine Sahip Tork Konvertörlerin Hidrodinamik Performans Hesaplamaları

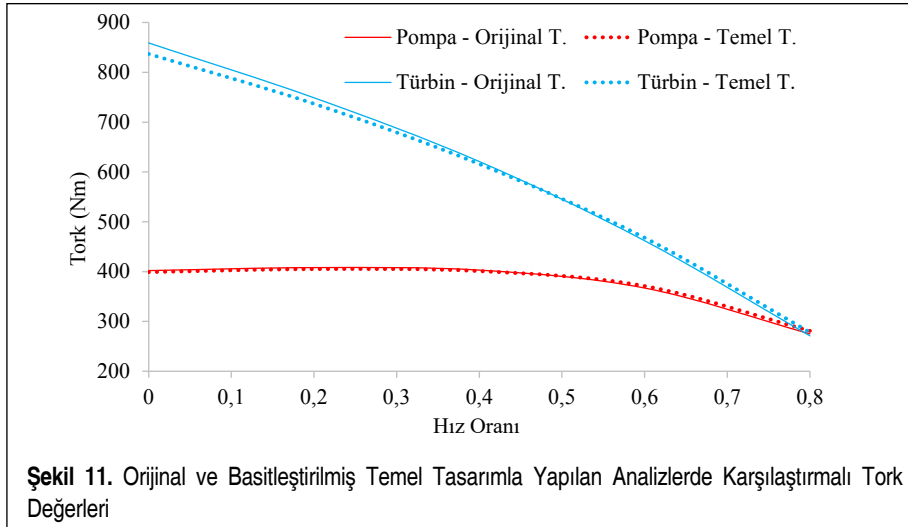
Bir önceki kısımda ifade edildiği gibi mevcut çalışma için tasarlanan tork konvertörlerin analizinde tam akış çevresi yaklaşımı tercih edilmiştir. Bu bağlamda önceki

kısımlarda detaylı bir şekilde ifade edilen farklı tork konvertör tasarımlarının, farklı hız oranlarındaki HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Öncelikle iç torus kesitinde yapılan basitleştirmenin performans üzerine olan etkisini inceleyebilmek adına orijinal tork konvertör ile basitleştirilmiş temel konvertörün karşılaştırılması yapılmıştır. Akışa dik alanın yörünge boyunca eşit olduğu orijinal tasarım ve dik alanın kademe geçiş arayüzlerinde aynı olduğu basitleştirilmiş temel tasarıma dair karşılaştırmalı sonuçlar ve grafikler Tablo 6 ve Şekil 11 ile paylaşılmıştır.

Tablo 6. Orijinal ve Temel Tasarımların Analizlerinden Pompa ve Türbin Torku, Sirkülasyon Debişi Sonuçları

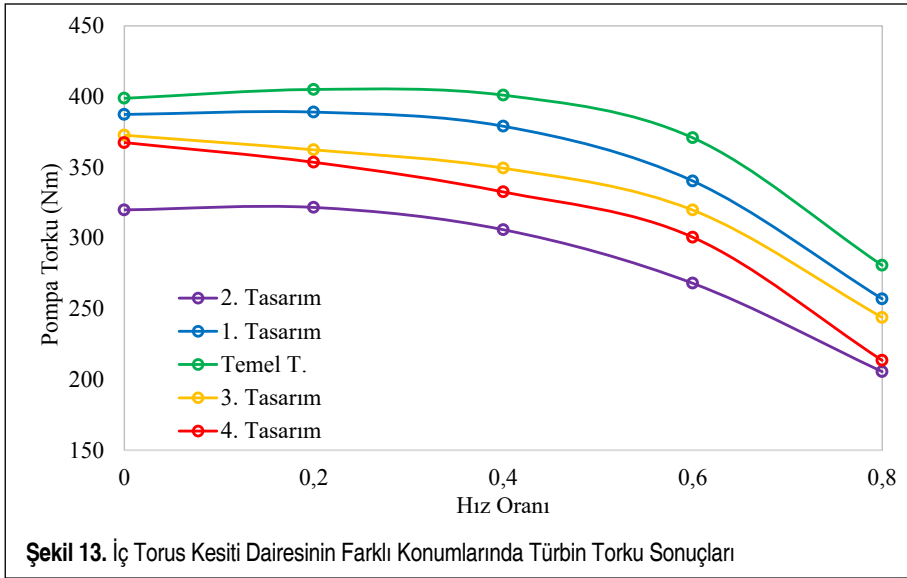
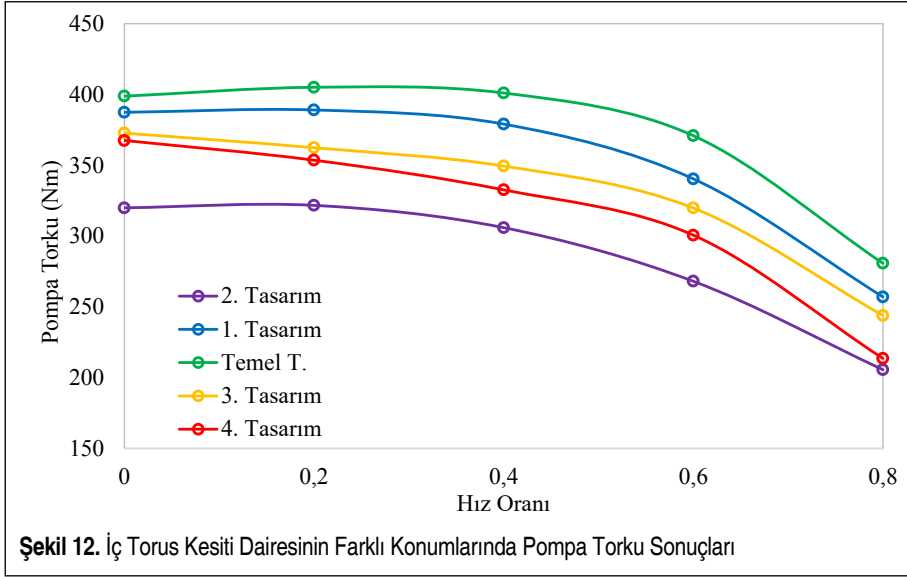
	Hız Oranı	Pompa Torku (Nm)	Türbin Torku (Nm)	Debi (kg/s)	Tork Oranı	KF
Orijinal	0	402	859	160	2,14	99,8
	0,2	408	749	151	1,84	99,0
	0,4	403	621	136	1,54	99,6
	0,6	367	462	113	1,26	104,4
	0,8	275	271	78	0,99	120,6
Temel	0	399	837	158	2,10	100,1
	0,2	405	737	150	1,82	99,4
	0,4	401	616	136	1,54	99,9
	0,6	371	468	114	1,26	103,8
	0,8	281	278	79	0,99	119,4



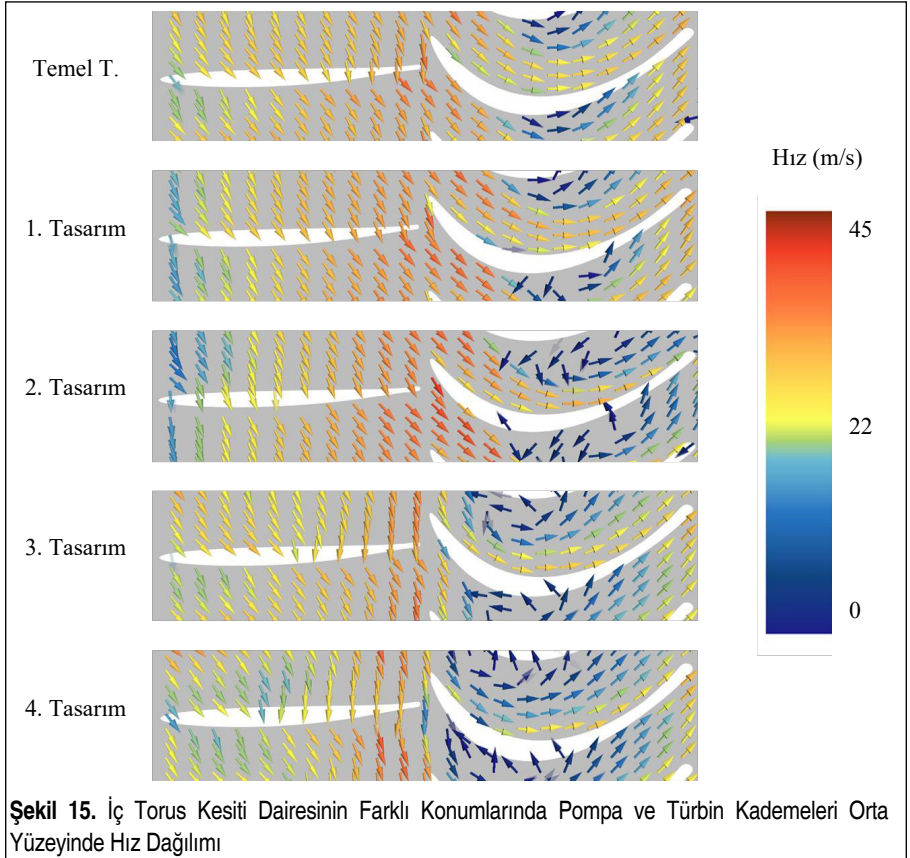
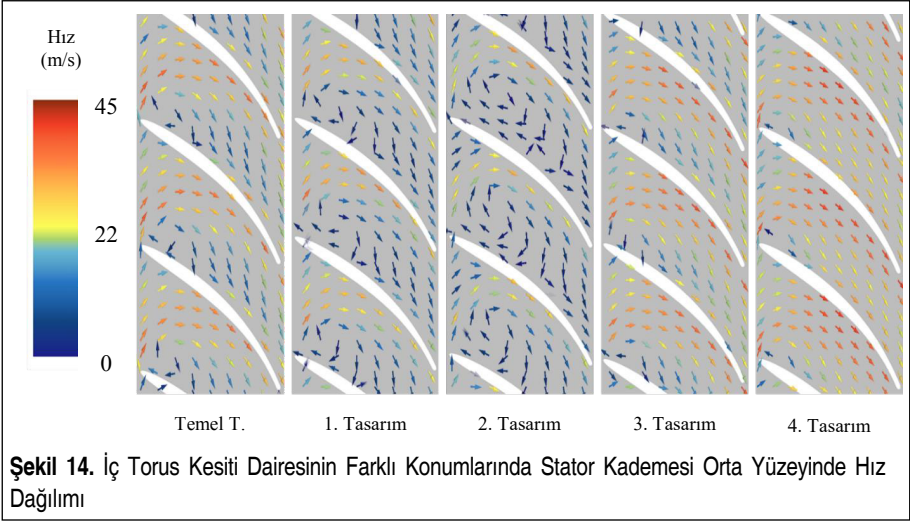
Daha sonra temel tasarımın iç torus merkezi konumunun değiştirilmesiyle oluşturulan 4 farklı tasarımın söz konusu hız oranlarında tam akış çevresi yaklaşımı ile analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar Tablo 7’de paylaşılmıştır. Şekil 12 ve Şekil 13’te ise 4 farklı tasarımın pompa ve türbin torku değerleri grafik halinde verilmiştir.

Tablo 7. İç Torus Kesiti Dairesinin Farklı Konumlarında Pompa ve Türbin Torku ile Sirkülasyon Debisi Sonuçları

	Hız Oranı	Pompa Torku (Nm)	Türbin Torku (Nm)	Debi (kg/s)	Tork Oranı	KF
2. Tasarım	0	320	598	106	1,87	111,8
	0,2	322	517	100	1,61	111,5
	0,4	306	417	90	1,36	114,3
	0,6	268	303	73	1,13	122,1
	0,8	206	186	51	0,91	139,5
1. Tasarım	0	387	776	143	2,00	101,6
	0,2	389	674	135	1,73	101,4
	0,4	379	554	121	1,46	102,7
	0,6	340	409	99	1,20	108,4
	0,8	257	244	68	0,95	124,7
Temel T.	0	399	837	158	2,10	100,1
	0,2	405	737	150	1,82	99,4
	0,4	401	616	136	1,54	99,9
	0,6	371	468	114	1,26	103,8
	0,8	281	278	79	0,99	119,4
3. Tasarım	0	373	705	130	1,89	103,6
	0,2	362	622	124	1,72	105,1
	0,4	349	527	114	1,51	107,0
	0,6	320	409	98	1,28	111,8
	0,8	244	249	67	1,02	128,0
4. Tasarım	0	368	605	99	1,65	104,3
	0,2	354	543	95	1,54	106,4
	0,4	333	466	88	1,40	109,7
	0,6	301	374	76	1,24	115,3
	0,8	214	222	52	1,04	136,8



İç torus kesiti konumunun hidrodinamik performans üzerindeki etkisinin detaylı incelenebilmesi için Şekil 14 ve Şekil 15 ile verilen görseller oluşturulmuştur. Bu görsellerde verilen yüzeyler 5 tasarım için, yine bir torus olan orta yüzeylerin (iç ve dış torusun ortası) açılarak düzlemsel hale getirilmesiyle oluşturulmuşlardır. Görsellerde bu yüzeyler üzerinde 0 hız oranında elde edilen hız vektörleri görülmektedir.





4. SONUÇLAR

Çalışma kapsamında yapılan ilk inceleme iç torus kesitinde gerçekleştirilen basitleştirmenin etkisi üzerinedir. Tablo 6 incelendiğinde basitleştirmenin ardından tork konvertör performansında önemli bir değişikliğin olmadığı görülebilmektedir. Tork değerleri arasında en büyük fark %2,57 ile 0 hız oranında türbin torkundadır. Buna bağlı olarak tork oranları arasındaki en büyük fark yine 0 hız oranında %1,80 olmuştur. Pompa torkları iki tasarımda oldukça yakın elde edildiğinden kapasite faktörleri arasındaki en büyük fark 0,2 hız oranında %0,88 ile sınırlı kalmıştır. Böylece yapılan basitleştirmenin hidrodinamik performansa ciddi bir etkisi olmadığı sonucu çıkarılabilir. Basitleştirme sonucunda iç torus kesiti ve iç torus yüzeyindeki kanat profillerini meydana getiren nokta bulutlarının oluşturulması kolaylaştırılmış olur.

İkinci aşamada ise ilk adımda daireye çevrilmiş iç torus kesiti farklı konumlara taşınmış, oluşturulan tork konvertörlerin hidrodinamik performansları incelenmiştir. Tablo 7’de paylaşılan değerler incelendiğinde, iç torus konumunun değiştirildiği bütün durumlarda sirkülasyon debisinin düştüğü görülmektedir. Bu durum, iç torus konumunun değişmesiyle birlikte akış yörüngesine dik olan alanın yörünge boyunca değişmesi ve bu sebeple yükselen ikincil etkilerle basınç kaybının artması şeklinde açıklanabilir. Tork konvertör sisteminde enerjinin korunumu prensibine dayanarak aşağıdaki yaklaşım uygulanabilir (Kotwicki, 1982):

$$\text{Türbine aktarılamayan güç} = \text{Akış kayıplarına harcanan güç} \quad (4)$$

Diğer mekanik kayıpların ihmal edilmesi durumunda Denklem (3) aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$T_{\text{pompa}} \omega_{\text{pompa}} - T_{\text{türbin}} \omega_{\text{türbin}} = \Delta P_{\text{kayıp}} Q \quad (5)$$

Denklemde T ve ω ilgili kademelerin tork ve açısal hız değerlerini, Q sirkülasyon debisini temsil etmektedir. $\Delta P_{\text{kayıp}}$ sistemdeki basınç kayıpları toplamıdır. Sıfır hız oranı dikkate alındığında $\omega_{\text{türbin}}$ değeri 0 olacağından, yukarıdaki denklemde türbin ile ilgili terimler 0’a eşit olacaktır. Ayrıca tork değeri, açısal momentumun korunumuna dayanan Euler turbomakine denklemi doğrultusunda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$T = \dot{m}(V_{t,\text{çıkış}} r_{\text{çıkış}} - V_{t,\text{giriş}} r_{\text{giriş}}) \quad (6)$$

$V_{t,\text{çıkış}}$ kademe çıkışında teğetsel hızı temsil etmektedir. Yazının devamında hız bileşeni indisleri sırasıyla doğrultuyu, kademeyi ve kademede konumu anlatacaktır; örneğin $V_{t,\text{pç}}$ pompa çıkışındaki teğetsel mutlak hız bileşenini temsil etmektedir. Benzer şekilde radyal konumu temsil eden r için ilk indis kademeyi, ikini kademede konumu belirtir; r_{pg} pompa girişinin dönme eksenine göre radyal konumunu temsil eder. Pompa için tork değeri ilgili denklemde yerine koyulursa:

$$[Q\rho(V_{t,pç}r_{pç} - V_{t,pç}r_{pg})]\omega_p = \Delta P_{kayıp}Q \quad (7)$$

$$\omega_p\rho(V_{t,pç}r_{pç} - V_{t,pç}r_{pg}) = \Delta P_{kayıp} \quad (8)$$

haline gelecektir. Turbomakineler için hız üçgeninden yararlanılarak teğetsel yöndeki hız bileşeni, kanat parametreleri ve debiye bağlı olarak Denklem (9)-(11) ile gösterildiği gibi yazılabilir:

$$V_t = U_t + W_t \quad (9)$$

$$V_t = \omega_{kademe} * r + V_e * \tan(\beta_{kademe}) \quad (10)$$

$$V_t = \omega_{kademe} * r + \frac{Q}{A} \tan(\beta_{kademe}) \quad (11)$$

β kanat açısını temsil etmektedir, indisler sırasıyla kademeye ve kademede konuma karşılık gelmektedir; örneğin $\beta_{pç}$ pompa kanadı çıkış açısıdır. Bu ifadeler ana denklemde kullanılırsa:

$$\omega_p\rho\left(\left(\omega_p * r_{pç} + \frac{Q * \tan(\beta_{pç})}{A_{pç}}\right)r_{pç} - \left(\omega_p * r_{pg} + \frac{Q * \tan(\beta_{pg})}{A_{pg}}\right)r_{pg}\right) = \Delta P_{kayıp} \quad (12)$$

$$\omega_p^2\rho(r_{pç}^2 - r_{pg}^2) + Q\omega_p\rho\left(\frac{\tan(\beta_{pç})r_{pç}}{A_{pç}} - \frac{\tan(\beta_{pg})r_{pg}}{A_{pg}}\right) = \Delta P_{kayıp} \quad (13)$$

A sirkülasyona dik alandır, indisler sırasıyla kademe ve kademede konuma karşılık gelmektedir. Akışa dik alan kademe geçiş arayüzlerinde eşit tutulursa A değerleri birbirlerine eşit olacaktır. Basınç kaybı terimi aşağıdaki gibi ardışık kademelerin çıkış ve giriş açıları arasındaki farktan kaynaklanan basınç kaybı olarak ayrıklaştırılırsa:

$$\Delta P_{kayıp} = \Delta P_{pompa-türbin} + \Delta P_{türbin-stator} + \Delta P_{stator-pompa} + \Delta P_{k,diğer} \quad (14)$$

$$\Delta P_{kayıp} = 0.5\rho\left[\left(\left(\omega_p * r_{pç} + \frac{Q * \tan(\beta_{pç})}{A_{pç}}\right) - \left(\frac{Q * \tan(\beta_{tg})}{A_{tg}}\right)\right)^2 + \left(\left(\frac{Q * \tan(\beta_{tr})}{A_{tr}}\right) - \left(\frac{Q * \tan(\beta_{sg})}{A_{sg}}\right)\right)^2\right] + \Delta P_{k,diğer} \quad (15)$$

halini alır. Bu durumda sonuç Denklem (16) ile gösterildiği gibi gerçekleşecektir:



$$\omega_p^2 \rho (r_{pc}^2 - r_{pg}^2) + Q \omega_p \rho \left(\frac{\tan(\beta_{pc}) r_{pc}}{A_{pc}} - \frac{\tan(\beta_{pg}) r_{pg}}{A_{pg}} \right) =$$

$$\left[\left(\left(\omega_p * r_{pc} + \frac{Q * \tan(\beta_{pc})}{A_{pc}} \right) - \left(\frac{Q * \tan(\beta_{tg})}{A_{tg}} \right) \right)^2 + \left(\left(\frac{Q * \tan(\beta_{tc})}{A_{tc}} \right) - \left(\frac{Q * \tan(\beta_{sg})}{A_{sg}} \right) \right)^2 \right. \quad (16)$$

$$\left. + \left(\left(\frac{Q * \tan(\beta_{sc})}{A_{sc}} \right) - \left(\omega_p * r_{pg} + \frac{Q * \tan(\beta_{pg})}{A_{pg}} \right) \right)^2 \right]$$

$$+ \Delta P_{k,diğer}$$

Denklemlerde yer alan akışkan yoğunluğu, tork konvertörün geometrik büyüklükleri ve pompa dönüş hızı bilinmektedir. Hacimsel debi ve kanat açıları farkından kaynaklı kayıplar haricindeki basınç kayıpları ise bilinmeyen değerler olarak kalmaktadır. Geometriye ve akışkana dair değerler sabit tutulup basınç kaybı artırıldığında debinin azaldığı görülmektedir. Çalışmada incelenen parametreler, geometrik büyüklüklerin sabit tutulmadığı, görece daha karmaşık bir durumu kapsamaktadır. Öte yandan, iç torus kesitinin optimum konumunun değiştiği durumlarda sirkülasyon debisinin düşmesi, bu değişikliklerin basınç kayıplarını artırdığını göstermektedir.

Aşağıda yer alan tork ifadelerinde geometrik büyüklüklerin sabit olduğu bilindiğine göre tork ve sirkülasyon debisi parametrelerinin birbirleri ile lineer bir ilişkiye sahip olduğu görülmektedir:

$$T = \dot{m} (V_{t,çıkış} r_{çıkış} - V_{t,giriş} r_{giriş}) \quad (17)$$

$$T = \dot{m} \left(\left(\omega_{kademe} * r_{çıkış} + \frac{Q}{A_{çıkış}} \tan(\beta_{kademe,c}) \right) r_{çıkış} \right. \quad (18)$$

$$\left. - \left(\omega_{kademe} * r_{giriş} + \frac{Q}{A_{giriş}} \tan(\beta_{kademe,g}) \right) r_{giriş} \right)$$

Bu durum 4 tasarımın tork değerlerinin, temel tasarıma göre düşük gerçekleşmesini açıklamaktadır.

Sirkülasyon debisinin temel tasarım haricinde düşmesi, kanatlar üzerine gelen akış geliş açısının da değişmesine sebep olmuştur. Teğetsel yöndeki hızı etkileyen ana bileşen olan dönüş hızları değişmiyorken, aksel yöndeki hızda etkili sirkülasyon debisinin değişmesi bu açı farkına sebep olmaktadır. Aksel yöndeki hıza etkili diğer bir parametre akışa dik alandır. Bahsedilen bu değişkenlerin stator bileşeninde akışa etkisi Şekil 14 ile görülebilir. Temel tasarımda stator kanadı emiş bölgesi incelendiğinde, giriş bölgesi yakınında akış ayrılması görülmektedir. 2. ve 3. tasarımlarda sirkülasyon debisinin düşmesi ve stator bölgesindeki akışa dik alanın artmasıyla hızın bu



bölgedeki aksel bileşeni oldukça düşmüştür. Buna bağlı olarak stator girişinde hızın teğetsel bileşeni daha baskın hale gelmiş, akış geliş açısı bu yönde değişmiştir. Sonuç olarak statordaki akış ayrılmasının daha majör bir hal aldığı görülebilir. İç torusun stator bölgesini sıkıştıracak yönde hareket ettiği 3. ve 4. tasarımlarda ise sirkülasyon debisi azalmasına rağmen alandaki düşüşle aksel hız bileşeni artmış, 1. ve 2. tasarımlarda görülen aksine bir değişim görülmüştür.

Benzer bir davranış Şekil 15 ile pompa-türbin geçişinde de gözlenebilir. Stator tarafında görülen aksine bu bölgede 1. ve 2. tasarımla incelenen bölgedeki dik alan azaltılmış, 3. ve 4. tasarımla dik alan artırılmıştır. Buna bağlı olarak ilk iki tasarımla geçiş bölgesinde hızın aksel bileşeni baskın hale getirilirken sonraki iki tasarımda bu bölgede teğetsel hız bileşeni baskınlaşmıştır, akışın pompaya geliş açıları bahsedilen yönlerde değişmiştir.

Yine Şekil 14'te pompa girişleri incelendiğinde 1. ve 2. tasarımlarda pompaya gelen akış hızının düştüğü görülür. Bu durumun sebebi hem sirkülasyon debisinin düşmesi hem de bu tasarımlarla bahsedilen bölgede akışa dik alanın artırılmasıdır. Yine bu sebeplerle pompaya gelen akışın geliş açısı ile pompa kanadı giriş açısı arasındaki fark büyümüştür.

5. TARTIŞMA

Sonuç olarak iç torus kesitinin dairesel bir geometriye basitleştirilebileceği, bu durumun tork konvertör performansında ciddi bir düşüşe sebep olmayacağı anlaşılmıştır. Daireye basitleştirilmiş iç torus kesitinde, kademeler arası arayüz alanları birbirlerine ve orijinal tasarımda yörünge boyunca sabit tutulan alana eşit olmalıdır. Bu yaklaşım tork konvertör geometrisinin oluşturulması için gerekli nokta bulutunun oluşturulmasına kolaylık sağlamaktadır. Buna ek olarak çalışma detaylandırılmış ve basitleştirilmiş tasarımda iç torus kesitinin farklı konumlarında tork konvertör performansının nasıl değiştiği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar iç torus kesiti konumunun, bahsedilen basitleştirilmiş temel tasarım konumunda orijinal tasarımla en uygun performansı gösterdiğini desteklemiştir. İç torus kesiti merkez konumunun arayüz alanlarının eşitliğini bozacak şekilde değiştirilmesi durumunda ise tork konvertör performansının olumsuz etkilendiği görülmüştür.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri A.Ş. tarafından desteklenmiştir. İlgili yazılım ve hesaplama kaynağı tamamen firma bünyesinden tedarik edilmiştir.

ARAŞTIRMACILARIN KATKILARI

Bu çalışma kapsamında; Mehmet Can Durukan, konvertör tasarımlarının oluşturulması, analizlerin gerçekleştirilmesi, makalenin yazılması; Aydın Tekerek, analizlerin



gerçekleştirilmesi, bilimsel yayın araştırması; Şafak Akgünlü, analizlerin gerçekleştirilmesi, bilimsel yayın araştırması; Oğuzhan Çiftçi, bilimsel yayın araştırması, makalenin yazılması; Metin Kemal Gökçe, makalenin yazılması ve editörlüğü, araştırma desteğinin sağlanması; Alper Altınışık, makalenin yazılması, araştırma desteğinin sağlanması konularında katkı sağlamışlardır.

KAYNAKÇA

- Jandasek, V. (1961). *Design of Single-Stage, Three-Element Torque Converter*. SAE Special Publication SP-186. Doi: <https://doi.org/10.4271/610576>
- Jeyakumar, S. ve Sasikumar, M. (2017). Computational Fluid Dynamics Simulation of Hydraulic Torque Converter for Performance Characteristics Prediction. *International Journal of Scientific Research in Science, Engineering and Technology*, 3, 402-408. Doi: <https://doi.org/10.32628/IJSRSET173697>
- Kim, B., Ha, S., Lim, S. ve Cha, S. (2008). Performance Estimation Model of a Torque Converter Part I: Correlation Between the Internal Flow Field and Energy Loss Coefficient. *International Journal of Automotive Technology*, 9, 141-148. Doi: <https://doi.org/10.1007/s12239-008-0018-5>
- Kotwicki, A. (1982). Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles. *SAE International Congress and Exposition*. Doi: <https://doi.org/10.4271/820393>
- Liu, C., Xiang, C., Yan, Q., Wei, W., Watson, C. ve Wood, H. G. (2019). Development and Validation of a CFD Based Optimization Procedure for the Design of Torque Converter Cascade. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 13, 128-141. Doi: <https://doi.org/10.1080/19942060.2018.1562383>
- Schweitzer, J. ve Gandham, J. (2003). Computational Fluid Dynamics in Torque Converters: Validation and Application. *International Journal of Rotating Machinery*, 9, 411-418. Doi: <https://doi.org/10.1155/S1023621X03000393>
- Srinivasan, C., Joshi, D., Dhar, S. ve Wang, D. (2016). Dynamic Three-Dimensional CFD Simulation of Closed Circuit Torque Converter Systems. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 9. Doi: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1345>
- Stern, F., Wilson, R., Coleman, H. ve Paterson, E. (2001). Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations - Part 1: Methodology and procedures. *Journal of Fluids Engineering - Transactions of the ASME*, 123(4), 793-802. Doi: <https://doi.org/10.1115/1.1412235>
- Whitfield, A., Wallace, F. ve Patel, A. (1983). Design of Three Element Hydrokinetic Torque Converters. *International Journal of Mechanical Sciences*, 25(7), 485-497. Doi: [https://doi.org/10.1016/0020-7403\(83\)90041-3](https://doi.org/10.1016/0020-7403(83)90041-3)
- Wikimedia Commons*. (2007). Erişim adresi: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Bauma_2007_ZF_Drehmomentwandler.jpg
- Yamaguchi, T. ve Tanaka, K. (2012). *Torque Converter Transient Characteristics Prediction Using Computational Fluid Dynamics*. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science (EES), 15. Doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/4/042020>
- Zhang, Y. ve Mi, C. (2018). *Automotive Power Transmission Systems*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons. Doi: <https://doi.org/10.1002/9781118964897>



Grafen Oksit (GO)-Su Nanoakışkanlı ve Kanatçıklı Birleşik Jet Akışlı Kanallarda Isı Transferinin Araştırılması

Doğan Engin Alnak¹, Koray Karabulut^{*2}

ÖZ

Bu çalışmada, birleşik jet akışıyla kanatçıksız ve farklı kanatçık mesafeli ($N = D$ ve $2D$) ve 60° açılı kanallarda su ve %0.02 hacimsel konsantrasyonlu GO (Grafen Oksit)-Su nanoakışkanı kullanılmasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerden olan ısı transferi ve performans analizi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal araştırma, zamandan bağımsız ve üç boyutlu, $k-\epsilon$ türbülans modeli Ansys-Fluent programıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki deneysel çalışmanın Nu sonuçlarıyla kıyaslanmış ve uyumlu oldukları görülmüştür. $N = 2D$ ve $Re = 15000$ ' de her üç yamuk ve taç desenli yüzeylerde nanoakışkanın ortalama Num sayılarının kanatçıksız ve su akışkanına göre sırasıyla %18.35 ve %24.09 daha fazla olduğu bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: GO-Su nanoakışkanı, ısı transferi, çarpan jet-çapraz akışlı birleşik jet, desen, jet akışı

Investigation of Heat Transfer in Combined Jet Flow Channels With Graphene Oxide (Go)-Water Nanofluid and Fin

ABSTRACT

In this study, heat transfer from trapezoidal and crown patterned surfaces and performance analysis were investigated numerically by using water and 0.02% volumetric concentration GO (Graphene Oxide)-Water nanofluid in channels without fin and different fin distances ($N = D$ and $2D$) and 60° angle with combined jet flow. Numerical analysis was carried out steady and in three dimensions with the $k-\epsilon$ turbulence model Ansys-Fluent program. The outcomes of the work were matched with the Nu outcomes of the experimental work in the literature and they were discovered to be compatible. At $N = 2D$ and $Re = 15000$, the average Num numbers of the nanofluid on all three trapezoidal and crown-patterned surfaces were found to be 18.35% and 24.09% higher than the without fin and water fluid, respectively.

Keywords: GO-Water nanofluid, heat transfer, combined jet with impinging jet-cross flow, pattern, jet flow

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 10.03.2022

Kabul/Accepted : 15.12.2022

¹ Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, İmalat Mühendisliği Bölümü, Sivas
dealnak@cumhuriyet.edu.tr, ORCID: 0000-0003-0126-1483

² Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, Doğalgaz ve Tesisatı Teknolojisi Programı, Sivas - kkarabulut@cumhuriyet.edu.tr, ORCID: 0000-0001-5680-0988



EXTENDED ABSTRACT

Introduction/Background

With the development of technology, the heating of high-performance and small-volume electronic components increases and the heat transfer from these elements with traditional cooling methods is insufficient. With traditional and inefficient heat transfer methods, more energy is consumed and sufficient and desired heat transfer performance can not be achieved. However, the conservation of energy and the development of alternative energy sources are the biggest problems of today. Although traditional energy sources are expected to be exhausted in the next twenty to thirty years, energy wars are also on the world agenda. Therefore, energy should be used economically and efficiently in all areas. With improved heat transfer techniques, the cooling performance of electronic elements can be improved, while the amount of energy used for this purpose can be reduced.

Objectives/Research Purpose

The cross-flow cooling method, which is used to increase the heat transfer from electronic elements, is one of the most widely used methods. This method is based on the principle of sending the cold fluid over all the components with a fan, thereby cooling the entire electronic components. However, since this method is based on cooling all circuit elements, it may fail to transfer heat from components at very high temperatures. Another method of heat transfer is impinging jet cooling. In this method, cold fluid is locally sprayed onto an element with a high temperature with a nozzle. While a high-temperature circuit component can be cooled with the impinging jet, it may be insufficient in cooling the entire circuit. There are many elements in an electronic circuit whose temperatures are quite different from each other. For this reason, it is difficult to reach the conditions that can keep the whole circuit safely with a single cooling method. Implementing the impinging jet and cross-flow cooling method together and applying it as a combined jet stream increases the cooling capacity. In the literature, there are many studies evaluating only cross flow or only jet flow. In these studies, basically, the effects of variables such as the type of fluid used for the impinging jets, the geometry of the flow area, the turbulent model, the Reynolds number, the jet distance and the heat flux on the heat transfer were investigated. However, studies on cooling methods in which cross flow and impinging jet flow are used together are quite limited and as investigated in this study, a detailed channel and heated surface designs where the flow with the fin is directed, and carbon-based GO-Water nanofluid, which has increased in importance and use in recent years have not been found in the obtained literature.

Methods/Methodology

The GO-Water nanofluid used in this study was obtained by a two-stage nanofluid preparation method using GO nanoparticle synthesized from graphite. GO nanoparticles were prepared by measuring with a precision balance with a precision of 0.1 mg depending on the desired volumetric concentration. 0.8 g GO nanoparticles were used to obtain GO-Water nanofluid with 0.02% volumetric concentration. The obtained nanofluid was exposed to sound waves with an ultrasonicator device to ensure its stability. While the viscosity value of the prepared nanofluid was measured with the Malvern Kinexus Pro cone and plate tension controlled rheometer, the measurement of the thermal conductivity coefficient was carried out using the hot wire method, which is widely used in the literature, using the KD2 Pro thermal conductivity meter. Density measurements of the nanofluid were made experimentally with Anton-Paar DMA 4200 Density Meter. However, the specific heat value of the nanofluid was obtained as a result of the analytical model found in the literature. In addition, due to the low concentration (0.02%), the specific heat value obtained as a result of the calculation of the nanofluid was taken equal to water, since it is close to water. In the numerical part of the study, Ansys-Fluent program was used to solve the forced convective heat transfer of the combined jet flow on the patterned surfaces. Flow and heat transfer analysis were performed with the k- ϵ turbulence model for steady, turbulent flow due to the combined jet flow in the channel, where there is no body force, and the solutions of the differential equations derived from the conservation of mass, momentum and energy equations as time-averaged. In addition, the analysis of pressure drop versus heat transfer achieved in finless ducts with combined jet flow compared to finless ducts is interpreted by considering the performance evaluation number (PEC).



Results/Findings

In this study, as a result, the highest Nu number values were obtained for the trapezoidal patterned and first-order surface in the channel with $N = D$ fin distance and GO-Water nanofluid, while for the crown patterned Pattern 1 surface, Nu number values depending on the Re number for the nanofluid with $N = 2D$ fin distance are higher. For $Re = 15000$ at $N = 2D$ fin position in channels where GO-Water nanofluid is used, the Nu number of the second row surface with crown pattern (Pattern 2) is 10.35% higher than the trapezoidal surface in the same row. However, when nanofluid was used according to water fluid in channels with $N = 2D$ fin distances at $Re = 5000$, increases of 16.84% and 12.25% were found for the average Nu number in Pattern 3 on crown and trapezoidal patterned surfaces, respectively.

Discussion and Conclusions

Increasing the heat transfer from the patterned surfaces in the combined jet flow channels is of great importance in terms of operating between the safe temperature limits of the circuit to which it is connected. Apart from the pattern shape of the patterned surfaces, the fin setup and layout used to direct the fluid in the channel to the patterned surfaces, the Reynolds number of the fluid in the channel and the thermophysical properties of the fluid are the main factors in this situation. In this context, GO-Water nanofluid, which stands out with its high heat transfer properties at low concentrations (0.02%) in this study, comes to the fore with its heat transfer enhancing feature compared to conventional fluids.



1. GİRİŞ

Enerjinin korunumu ve alternatif enerji kaynaklarının geliştirilmesi günümüzün en büyük sorunudur. Önümüzdeki yirmi-otuz yıllık süreçte geleneksel enerji kaynaklarının tükenmesi beklenmekle birlikte, enerji savaşları da dünya ülkelerinin gündemindedir. Bu nedenle, enerjinin her alanda tasarruflu ve verimli kullanılması gerekmektedir.

Geleneksel ve verimsiz ısı transferi yöntemleriyle hem daha fazla enerji harcanırken hem de yeterli ve istenilen ısı transferi performansına ulaşılamamaktadır (Naga Ramesh, Karthikeya Sharma ve Amba Prasad Rao, 2021). Elektronik elemanlardan olan ısı transferini artırmada kullanılan çapraz akış ile soğutma yöntemi, en yaygın kullanılan yöntemlerden biridir. Bu yöntem, soğuk akışkanın bir fanla tüm bileşenler üzerine gönderilmesi ve bu sayede elektronik bileşenlerin bütünüünün soğutulması esasına dayanmaktadır. Ancak, bu metod bütün devre elemanlarının soğutulması esasında olduğundan çok yüksek sıcaklıklardaki bileşenlerden olan ısı transferinde başarısız olabilir. Bir diğer ısı transferi yöntemi de çarpan jetle soğutmadır. Bu yöntemde, soğuk akışkan lüleyle sıcaklığı yüksek bir elemana yersel şekilde püskürtülür. Çarpan jet ile sıcaklığı yüksek bir devre bileşeninin soğutulması sağlanabilirken, devrenin bütünüünün soğutulmasında yetersiz kalabilmektedir. Bir elektronik devrede sıcaklıkları birbirlerinden oldukça farklı birden çok eleman bulunmaktadır. Bu sebeple, tek çeşit soğutma yöntemi ile bütün devreyi güvenli şekilde tutabilecek şartlara erişilmekte sıkıntı yaşanmaktadır. Bu nedenle; çarpan jet ve çapraz akış soğutma yönteminin bir arada işleme alınarak birleşik jet akışı şeklinde uygulanması soğutma kapasitesi yüksek faydalı bir durum oluşturabilir. Çapraz akışla devre elemanları bir bütün olarak belirli bir aşamaya kadar soğutulabilirken, devrede sadece çok yüksek sıcaklıktaki elemanlar ise çarpan jet akışıyla noktasal olarak soğutulabilmektedir (Kılıç, 2018; Teamah, Dawood ve Shehata, 2015).

Literatürde, yalnızca çapraz akış veya yalnızca jet akışın değerlendirildiği çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Bu çalışma için incelenen model daha ziyade jet akışa benzediğinden, literatür incelemesinde daha çok jet akış üzerine odaklanılmıştır. Bununla birlikte, literatürde çarpan jetler hakkında birçok sayısal ve deneysel araştırma mevcuttur. Bu çalışmalarda ise temel olarak çarpan jetler için kullanılan akışkanın türü, akış alanına ait geometri, türbülanslı model, Reynolds sayısı, jet mesafesi ve ısı akısı gibi değişkenlerin devre bileşenlerinden olan ısı transferine etkileri üzerinde incelemelerde bulunulmuştur. Bunun yanı sıra, çapraz akış ve çarpan jet akışın birlikte kullanıldığı soğutma yöntemleriyle ilgili yapılan çalışmalar sınırlı olup, akışkanın kanal içerisindeki ısınmış yüzeylere yönlendirilmesiyle ilgili olarak bu çalışmada araştırıldığı gibi ayrıntılı kanal ve ısınmış yüzey tasarımlarının olduğu ve son yıllarda önemi ve kullanımı giderek artan karbon kökenli GO-Su nanoakışkanının kullanıldığı bir çalışmaya elde edilen literatürde rastlanmamıştır.

Çarpan dairesel bir jet akışının sabit ısı akılı iç bükey bir yüzey üzerindeki akış ve ısı transferi niteliklerini, değişik jet-plaka arası oranlarında sayısal ve deneysel olarak Hadipour ve Zargarabadi (2018) tarafından incelenmiştir. Farklı H/D (kanal yükseklik/jet giriş çapı) oranları, Re sayıları ve jet çapı değerlerinde araştırmalar gerçekleştirilmişler ve sabit Re sayısında jet çapı artışıyla ısı transferinin arttığını görmüşlerdir. Karabulut ve Alnak (2021) dikdörtgen kesitli kanallardaki çatı ve ters yamuk şeklinde iki farklı desene sahip bakır plakalı yüzeylerin farklı jet giriş genişliklerinde tek bir hava jeti akışı ile soğutulmasını sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmalarında kullandıkları jet giriş genişlikleri 0.5 Dh ve Dh iken jet-plaka arası uzaklıklarını (H/Dh) 3 ve 6 olarak almışlardır. Sonuç olarak, 0.5 Dh jet genişliğinde, H/Dh = 6 iken Re = 5000 değerinde ortalama Nu sayısının çatı desenli yüzeyde ters yamuk desenli yüzeyden %25.92 daha fazla olduğunu belirlemişlerdir. Karabulut ve Alnak (2020) yaptıkları bir diğer çalışmada ise üç tarafı kapalı ve bir tarafı açık, jet-plaka arası uzaklığı (H/Dh) 4-10 arasında olan dikdörtgen kesitli kanallar içerisindeki sur ve dikdörtgen şeklinde olmak üzere iki farklı desene sahip sabit ısı akılı bakır plakalı yüzeylerden olan ısı transferini tek bir hava jeti akışı kullanarak incelemişlerdir. Yaptıkları araştırma sonucunda Reynolds sayısının 4000 ve jet-plaka arası uzaklığın 4 olduğu değer için sur desenli yüzeylere göre dikdörtgen desenli yüzeylerde %31.45 daha yüksek ortalama Nu sayısı değeri tespit etmişlerdir. Demircan (2019) elektronik devre elemanından olan ısı transferini çarpaz akış-çarpan jetle sayısal olarak incelemiştir. Re sayısı, jet-kanal hız oranlarının farklı değerlerinde araştırmalar yapmıştır. Çalışmasında, Re sayısı ve hız oranlarının iyileşmesiyle ısı transferinin kayda değer oranda arttığı sonucuna ulaşmıştır. Mergen (2014) 3500 W/m²'lik sabit ısı akısında elektronik bir elemandan çarpan jet-çarpaz akışla olan ısı transferini incelemiştir. Sonuç olarak, jet Re sayısı/kanal Re sayısı (Re_j/Re_k) oranı azaldıkça ısı transferinin düştüğünü saptamıştır. Sabit ısı akılı bir elemandan çarpan hava jetli çarpaz akış birlikteliğiyle olan ısı transferi Öztürk ve Demircan (2022) tarafından sayısal olarak araştırılmıştır. Araştırmacılar, çalışmalarında farklı jet giriş hızı/kanal giriş hızı oranları (0, 1, 2 ve 3) ve 0°, 22,5°, 45°, 67,5° ve 90° olmak üzere kanala yerleştirilen kanatçıkların farklı açıları için kanaldaki tek bir elemandan olan ısı transferi incelenmişlerdir. Kanal yüksekliğinin jet çapına oranı sabit ve 3 olarak alınırken, kanalda akışkan olarak hava kullanılmıştır. Elemandan olan en yüksek ısı transferinin, giriş hızının kanal giriş hızına oranının 3 ve kanatçık açısının 90° olduğu durumda erişildiği belirlenmiştir. Maghrabie, Attalla, Fawaz ve Khalil (2017) kanal boyunca sıralı yedi adet devre elemanından meydana gelen bir sistemin çarpan jet-çarpaz akış kombinasyonu ile ısı transferini sayısal olarak değerlendirmişler ve ısı transferi üzerinde jet konumu değişikliğinin etkisini belirlemişlerdir.

Nanoakışkanların kullanıldığı jet çarpmalı çalışmalar incelendiğinde; Chang ve Yang (2014) Al₂O₃-su nanoakışkanını kullanarak jet çarpmalı akış kaynamasının ısı transfer performansını incelemişlerdir. Al₂O₃-su nanoakışkanının jet çarpma akışının ısı trans-



feri performansının, çalışma sıvısı olarak kullanılan sudan daha kötü olduğu bulunmuştur. Isı transfer performansındaki azalmanın ısıl direncin artmasıyla sonuçlanan ısıtılmış yüzey üzerindeki bir nano-soğurma tabakasının oluşmasından kaynaklandığı belirlenmiştir. Bununla birlikte, ısıtılan yüzeye akustik titreşim uygulanarak nano-soğurma tabakasının oluşumu önlenirken, bu durumda Al_2O_3 -Su nanoakışkanı kullanılarak elde edilen ısı transfer performansı su kullanılarak elde edilenden daha iyi olmaktadır. Datta, Jaiswal ve Halder (2018) dış bükey bir yüzey üzerine sınırlı bir yarıktan jet çarpmasında Al_2O_3 -Su nanoakışkanı kullanarak ısı transfer performansının artırılması için sayısal simülasyon gerçekleştirmişlerdir. Sistemin akış davranışını ve taşınım ısı transfer performansını araştırmak için çeşitli Reynolds sayıları, jet-plaka arasındaki mesafe gibi farklı parametreler göz önünde bulundurulmuştur. Ortalama Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısının jet giriş Reynolds sayısındaki artışla önemli ölçüde arttığını belirlemişlerdir. Kumar, Zunaid ve Gautam (2021) ısı transfer oranını artırmak için jet çarpmalı durumda kanat profili sütunlarıyla birleştirilmiş bir ısı emici kullanmışlardır. Bunu gerçekleştirirken araştırmalarında su ve %1 konsantrasyonlu CuO-Su nanoakışkanından yararlanmışlardır. Sonuçlarında, ısı emici sıcaklığında jet akışkanı olarak su akışkanı kullandıklarında %10' luk bir azalma elde ederlerken, nanoakışkan kullandıklarında ise sıcaklık düşüşünün %14' ü bulduğunu saptamışlardır. Mikrokanalın üst duvarında tırtıklı enjeksiyon jeti bulunan ve 0-40 Hartman yoğunluğunda manyetik alan kullanan bir mikrokanal içindeki %0-6 Al_2O_3 -Su nanoakışkanın akışı Jalali, Sajadi, Ghaemi and Baleanu (2022) tarafından incelenmiştir. Jet çarpma bölmeli alt mikro kanal duvarı sabit bir sıcaklığa sahipken üst mikro kanal duvarı çarpan jetler arasında yalıtılmıştır. Isı transferini artırmak amacıyla çarpan jetler için girintili mod uygulanmıştır. Sonuçlar, tırtık çentik yüksekliğinin fazla olmasının ısı transferini o ölçüde artırdığını göstermiştir. Selimefendigil ve Chamka (2020) CuO-Su nano jeti kullanılarak oyuk benzeri bir kısmı olan izotermal bir yüzeyin soğutulmasında taşınım ısı transfer özelliklerini sayısal olarak analiz etmeyi amaçlamışlardır. Çalışmalarını, Reynolds sayısının farklı değerlerinde (100-400), farklı oyuk uzunlukları (5w-40w) ve yüksekliklerinde (w-5w) nanoparçacığın hacimsel konsantrasyonunu (%0-4) değiştirerek gerçekleştirmişlerdir. Oyuk uzunluğu düşük olduğunda, oyuk eğimli duvarının ortalama Nusselt sayısına katkısının önemli olduğunu ve en yüksek hacimsel konsantrasyonda su yerine nanoakışkan kullanıldığında ortalama ısı transferinin %35-46 oranında arttığını belirlemişlerdir. Abdullah, Zulkifli, Harun, Abdullah, Wan Ghopa, Najm ve Sulaiman (2019) çalışmalarında alüminyum bir plaka yüzeyine çift jet çarpmasının ısı transferi üzerinde T_1O_2 nano çözeltisi konsantrasyonunun etkisini deneysel analiz yoluyla incelemişlerdir. Bunun haricinde değişkenler olarak çift jetin lüle mesafesini ve lüle-plaka mesafesini göz önüne almışlardır. Bu verilere bağlı olarak çift jetin akış yapısının ısı transferi artışını etkileyen önemli bir durum olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca, mesafelerin ve akış yapısını etkileyen nanoparçacık konsantrasyonunun da Re sayısı ile birlikte Nu sayısını etkilediğini belirlemiş-



lerdir. Shi, Li, Lin ve Fang (2021) nano-alüminyum katkı maddelerinin yuvarlak su jetlerinin kararsızlığı üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. İki şeffaf lülenin içinde ve çıkışının yakınında akış görselleştirmesi, yüksek hızlı gölge görüntüleme tekniği ile elde edilmiş ve nanoparçacık katkı maddelerinin jet kararsızlığı üzerindeki etkilerine esas olarak, viskozite artışı ve kavitasyon teşvikinin neden olduğu belirlenmiştir.

Ulaşılan literatür incelemelerinden de görüldüğü gibi çarpan jetlerin olduğu bir çok çalışma mevcuttur. Ancak, nanoakışkan kullanılarak çarpan jet-çapraz akışın kombine olarak uygulandığı birleşik jet akışlı çalışma sayısı oldukça az olmakla birlikte çok düşük konsantrasyonlarda (%0.02) yüksek ısı transferi performansı sergileyen GO-Su nanoakışkanı kullanılan çalışmaya literatürde rastlanamamıştır. Bu çalışmada, $H = 4D$ yükseklikli birleşik jet akışlı kanallardaki yamuk ve taç desenli yüzeylerden olan ısı transferi su ve %0.02 GO-Su nanoakışkanı kullanılarak kanatçiksız ve $N = D$ ve $2D$ mesafede olmak üzere 60° açığa sahip kanatçıklı kanal durumları için sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal araştırma, sürekli ve üç boyutlu enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin $k-\epsilon$ türbülans modeli Ansys-Fluent programı kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Kanatçık ve kanalın alt ve üst yüzeyleri adyabatik iken desenli yüzeyler 1000 W/m^2 'lik sabit ısı akısına sahiptir. Akışkanlar için çalışılan Reynolds sayısı aralığı 11000-15000' dir. Çalışmada kullanılan %0.02 hacimsel konsantrasyonlu GO-Su nanoakışkanının ısı iletkenliği, yoğunluğu ve viskozitesi deneysel olarak elde edilmiş olup yalnızca özgül ısı literatürde bulunan eşitlik yardımıyla bulunmuştur. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki deneysel çalışma sonucu elde edilen denklemin sonuçlarıyla kıyaslanmış ve uyumlu oldukları saptanmıştır. Sonuçlar, her bir yamuk ve taç yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklıklarının değişimleri şeklinde incelenmiştir. Bununla birlikte, birleşik jet akışlı kanallar için kanatçiksız ve farklı mesafeli (N) kanatçıklı kanallarda nanoakışkanın hız ve sıcaklık konturu dağılımları $Re = 15000$ için sunulmuştur. Aynı Re sayısı değerinde ($Re = 15000$) kanallarda bulunan tüm desenler için kanatçiksız ve kanatçıklı durumlarda ortalama Nu sayısı (Nu_m) ve yüzey sıcaklık (T_m) değerleri değerlendirilmiştir. Ayrıca, kanatçıkların ve nanoakışkanın birleşik jet akışlı kanallarda kanatçiksız ve su kullanılan durumlara göre Nu sayısı artışına karşı basınç düşüşleri, performans değerlendirme sayısı (PEC) göz önüne alınarak yorumlanmıştır.

1.1 Nanoakışkanın Hazırlanması

Bu çalışmada kullanılan grafen oksit (GO) nanoparçacığı grafitten sentezlenmiştir. GO nanoparçacığı sentezlenirken grafit bazı kimyasal işlemlerden geçirilmiştir. Bu işlemlerden sonra grafit asit ve kimyasallardan ayrıştırılması için saf sudan geçirilmiş ve daha sonrasında GO nanoparçacığı elde edilmesi için fırında kurutma işlemine tabi tutulmuştur (Hajjar, Rashidi ve Ghosatloo, 2014; Hummers ve Offeman, 1958). GO-

Su nanoakışkanı, sentezlenen GO nanoparçacığı kullanılarak iki aşamalı nanoakışkan hazırlama yöntemiyle elde edilmiştir. İki aşamalı prosedür, doğrudan nanoparçacıklarla suyu karıştırma ve elde edilen nanoakışkandaki nanoparçacıkların kümeleşmesini önlemek için ultrasonik ses dalgaları üreten ultrasonifikatör cihazından geçirmekten oluşmaktadır. Bu amaçla istenilen hacimsel konsantrasyona bağlı olarak 0.1 mg hassasiyetli hassas terazi ile ölçülerek GO nanoparçacıkları hazırlanmıştır. %0.02 hacimsel konsantrasyonlu GO-Su nanoakışkanı elde etmek için 0.8 g GO nanoparçacığı kullanılmıştır. Elde edilen nanoakışkan kararlılığını sağlamak için ultrasonifikatör cihazı ile ses dalgalarına maruz bırakılmıştır.

Nanoakışkandaki hacimsel nanoparçacık konsantrasyonu Eşitlik (1) ile hesaplanmaktadır (Pak ve Cho, 1998).

$$\frac{v_p}{v_{nf}} = \frac{v_p}{v_{bf} + v_p} = \frac{\frac{m_p}{\rho_p}}{\frac{m_p}{\rho_p} + \frac{m_{bf}}{\rho_{bf}}} = \frac{m_p \rho_{bf}}{m_p \rho_{bf} + m_{bf} \rho_p} \quad (1)$$

Eşitlik (1)'de m_p ve m_{bf} sırasıyla nanoparçacık ve suyun kütlelerini, ρ_{bf} ve ρ_p ise sırasıyla suyun ve nanoparçacığın kütlelerini göstermektedir.

1.2 GO-Su Nanoakışkanının Termofiziksel Özellikleri

Hazırlanan nanoakışkanın viskozite değeri Şekil 1'de gösterilen Malvern Kinexus Pro koni ve plaka gerilimi kontrollü reometre [20] ile ölçülürken, ısı iletkenlik katsayısının ölçümü ise günümüzde literatürde yaygın olarak kullanılan sıcak tel yöntemi ile KD2 Pro ısı iletkenlik ölçer (Karabulut, 2015) kullanılarak gerçekleştirilmiştir (Şekil 2). Nanoakışkanın yoğunluk ölçümleri Anton-Paar DMA 4200 Yoğunluk Ölçer (Karabulut, 2015) ile deneysel olarak yapılmıştır (Şekil 3). Bununla birlikte, nanoakışkanın özgül ısı değerine Eşitlik (2)'deki Pak ve Cho (1998)'nin çalışmasıyla elde edilen analitik model sonucunda ulaşılmıştır.

$$c_{pnf} = (1 - \varphi)c_{pbf} + \varphi c_{pp} \quad (2)$$

Eşitlik (2)'deki p, nf ve bf sırasıyla parçacık, nanoakışkan ve su akışkanını ifade etmektedir. Ayrıca, konsantrasyonun düşük olması (%0.02) nedeniyle nanoakışkanın hesaplanması sonucunda elde edilen özgül ısı değeri suya yakın olduğu için suyla birbirine eşit alınmıştır.

Nanoakışkanın ve suyun özgül ısısı dışında diğer termofiziksel özellikleri deneysel olarak elde edilmiş ve Tablo 1'de gösterilmiştir (Karabulut ve Alnak, 2021). Elde edilen GO-Su nanoakışkanının görseli Şekil 4' de sunulmaktadır (Karabulut, 2015).

Tablo 1. 30°C Sıcaklıkta Akışkanların Termofiziksel Özellikleri (Karabulut ve Alnak, 2021)

Akışkan	k (W/mK)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kgK)	μ (Ns/m ²)
Su	0.6172	995.8	4178.4	803.4x10 ⁻⁶
GO-Su nanoakışkanı	0.678	996.1	4178.4	1060x10 ⁻⁶

Ölçülen değerlerin belirsizlik analizleri, Taylor (1997)' un belirsizlik analizi yöntemi kullanılarak Eşitlik (3) ile elde edilmiş ve Tablo 2' de verilmiştir. Gösterilen değerler, tüm deneysel durumlar dikkate alınarak verilen parametreler için maksimum değerlerdir.

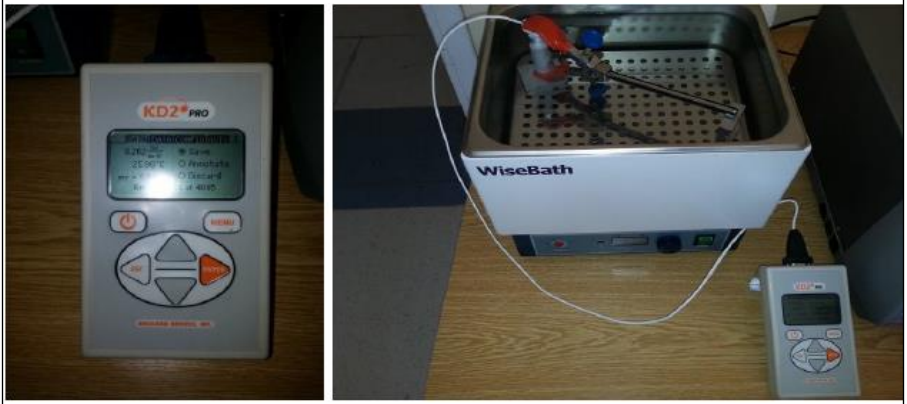
$$\frac{\delta_q}{q} = \sqrt{\left(\frac{\delta_x}{x}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta_z}{z}\right)^2} \quad (3)$$

Bu denklemdaki, x ve z gibi değerler Tablo 2'deki her bir değişkenin (q) ölçümünde etkili olan parametrelerin ölçülmesinde yapılan yüzdesel hatalardır.

Tablo 2. Deneysel Değerler İçin Belirsizlik Analizinin Sonuçları

Değişken	Mutlak belirsizlik aralığı	Birim
k	±0.006	W/mK
ρ	±9.9	kg/m ³
μ	±1.2x10 ⁻⁶	Ns/m ²
c_p	±41.78	J/kgK

**Şekil 1.** Malvern Kinexus Pro reometre (Karabulut, 2015)



Şekil 2. KD2 Pro ısı iletkenlik ölçer cihazı (Karabulut, 2015)



Şekil 3. Anton-Paar DMA 4200 Yoğunluk ölçer cihazı (Karabulut, 2015)



Şekil 4. Elde edilen GO-Su nanoakışkanının görsel resmi (Karabulut, 2015)

2. SAYISAL METOT

Desenli yüzeylerdeki birleşik jet akışın zorlanmış taşınımlı ısı transferinin çözümünde Ansys-Fluent programı kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak ekonomikliği ve pek çok akış olayında kabul edilebilir doğrulukla sonuç vermesi bakımından yarı ampirik bir model olan $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır (Wang ve Mujumdar, 2005). Ayrıklaştırma yöntemi olarak enerji, momentum denklemleri için “Second Order Upwind” yöntemi, türbülans denklemleri için ise “First Order Upwind” yöntemleri tercih edilmiştir. Sayısal çözümlerin yakınsaması için, yakınsama kriteri momentum, enerji ve türbülans denklemleri için 10-6 olarak alınmıştır.

Akış ve ısı transferi, aşağıdaki gibi gövde kuvvetinin bulunmadığı sürekli, kanaldaki birleşik jet akış nedeniyle gerçekleşen türbülanslı akış için kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden zaman ortalamalı olarak türetilen diferansiyel denklemlerin çözümleriyle yapılmıştır (Wang ve Mujumdar, 2005; Karabulut ve Alnak, 2021; Alnak, Koca ve Alnak, 2021).

Süreklilik denklemi (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015)

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \quad (4)$$

Momentum denklemi (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015)

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \quad (5)$$

Enerji denklemi (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015)

$$\rho c_p \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{T' u'_i} \right] \quad (6)$$

Türbülans kinetik enerji denklemi (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015)

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (7)$$

Türbülans kinetik enerji yutulma terimi (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015)

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

Bu denklemlerde, ρ akışkanın yoğunluğunu (kg/m^3), k türbülanslı akışın kinetik enerjisini (m^2/s^2) belirtilirken, u_i x, y ve z yönlerindeki hız bileşenlerini (m/s), μ akışkanın viskozitesini (kg/s.m), σ_k ($\sigma_k = 1$) türbülanslı kinetik enerji Pr sayısını göstermektedir. Türbülanslı kinetik enerji üretimi (G_k) ve türbülanslı akışın viskozitesini (μ_t) gösteren eşitlikler aşağıdaki gibidir ((Wang ve Mujumdar, 2005; Karabulut ve Alnak, 2021).

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (9)$$



$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

Türbülans yutulma Pr sayısı $\sigma\varepsilon$ ile belirtilirken, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$ ve $\sigma\varepsilon = 1.3$ değerlerine sahip olan eşitliklerdeki katsayılardır (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015).

Ortalama ısı taşınım katsayısı h , Eş. 11 ve Nusselt sayısı (Nu) ise Eş. 12 ile hesaplanmaktadır (Incropera, Dewit, Bergman ve Lavine, 2007).

$$h = \frac{q''}{T_y - T_a} \quad (11)$$

Nu sayısı (Karabulut ve Alnak, 2021)

$$-k_a \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_y = h(T_a - T_y) \quad \text{ve} \quad Nu = \frac{h(3m)}{k_a} \quad (12)$$

Bu eşitliklerde, T_a ve T_y sırasıyla akışkanının ve elemanın ortalama olarak yüzey sıcaklıklarını (K), k_a akışkanın ısı iletim katsayısını (W/m.K), $3m$ akışkanın temas ettiği elemanın toplam yüzey uzunluğunu (m), h ve hm ise sırasıyla desenli yüzey boyunca noktasal ve ortalama ısı taşınım katsayısını (W/m².K), n ise yüzeye dik yön olup desenli yüzey ortalama Nu sayısı (Nu_m) aşağıda belirtilen eşitliklerden bulunmaktadır.

Desenli yüzey ortalama ısı taşınım katsayısı (Karabulut ve Alnak, 2021)

$$h_m = \frac{1}{3m} \int_0^{3m} h dx \quad (13)$$

Desenli yüzey ortalama Nu sayısı (Karabulut ve Alnak, 2021)

$$Nu_m = \frac{h_m(3m)}{k_a} \quad (14)$$

Kanalın hidrolik çapı (Karabulut ve Alnak, 2021)

$$D_{kh} = \frac{4A_k}{P_k} = \frac{4(H.W)}{2(H+W)} \quad (15)$$

Bu eşitlikte, A_k ve P_k sırasıyla kanalın kesit alanı (m²) ve ıslak çevresini (m) gösterirken, kanalın yükseklik ve genişliği ise H ve W (mm) ile temsil edilmektedir. Jet giriş çapı D (mm), dairesel girişli jet hidrolik çapına (D_{hjet}) eşittir.

Kanalın ve jetin Re sayıları ise sırasıyla Eş. (16) ve (17) kullanılarak belirlenmektedir (Karabulut ve Alnak, 2021).

$$Re_k = \frac{\rho_a V_k D_{hk}}{\mu_a} \quad (16)$$

$$Re_j = \frac{\rho_a V_j D}{\mu_a} \quad (17)$$

Bu eşitliklerde, akışkanın kanal ve jet akış hızları sırasıyla V_k ve V_j (m/s) ile gösterilmektedir.

Kanal boyunca basınç düşüşü (ΔP) aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$\Delta P = \frac{f \rho L}{2 D_{kh}} V_k^2 \quad (18)$$

Bu eşitlikte, $\Delta P_{kanatçıklı}$ ve $\Delta P_{kanatçıksız}$ kanatçıklı ve kanatçıksız kanalların giriş ve çıkışları arasındaki basınç düşüşünü (Pa), f sürtünme faktörünü ve L kanalın uzunluğunu (m) temsil etmektedir. Performans değerlendirme sayısı (PEC) ise aşağıda belirtilen Eşitlik (19) ile bulunmaktadır (Alnak, 2020).

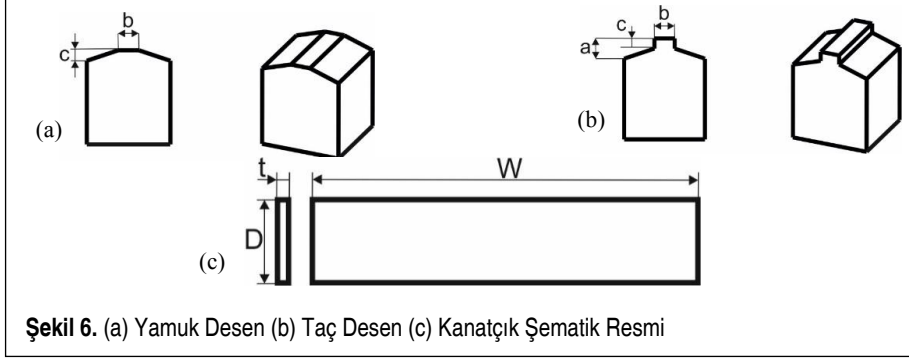
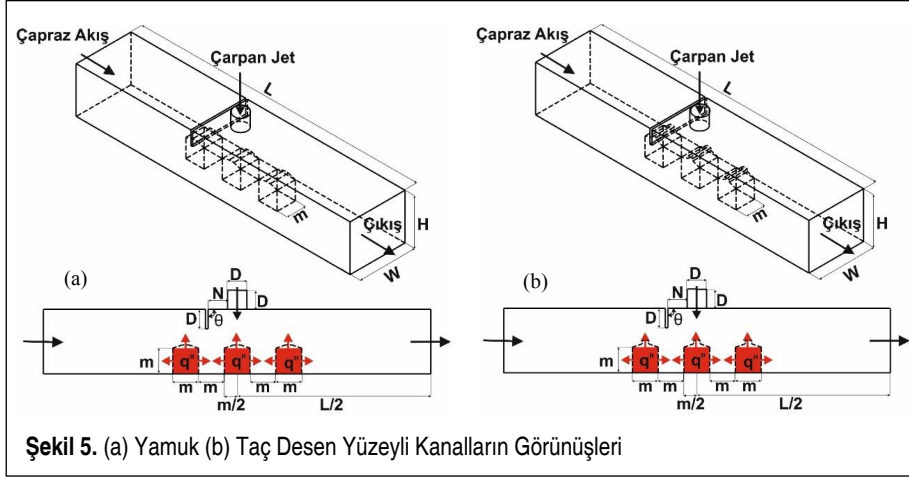
Performans değerlendirme sayısı (PEC)

$$PEC = \frac{(Nu_{m-kanatçıklı} / Nu_{m-kanatçıksız})}{(\Delta P_{kanatçıklı} / \Delta P_{kanatçıksız})} \quad (19)$$

Eşitlik (19)'daki $Nu_{m-kanatçıklı}$ ve $Nu_{m-kanatçıksız}$ kanatçıklı ve kanatçıksız kanaldaki tüm desenler için ortalama N_u sayısını belirtmektedir.

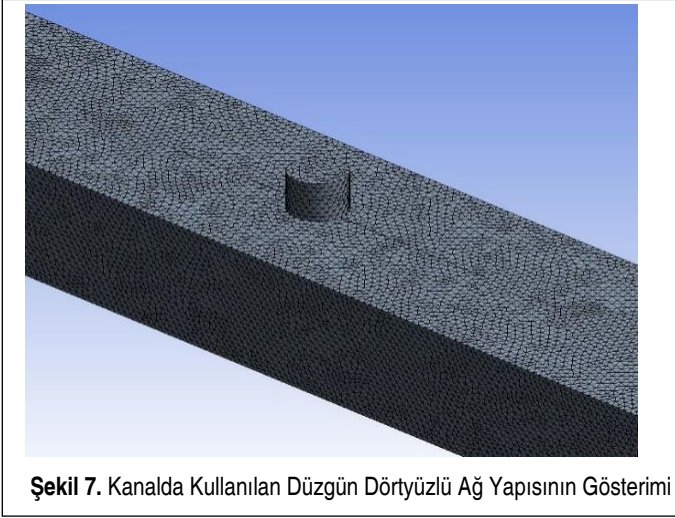
3. DESEN GEOMETRİLERİ

Çalışmadaki çarpan jet-çapraz akış birleşik jet akışlı kanatçıklı kanallar ve kanallardaki yamuk ve taç desenli yüzeylere sahip elemanların ölçüleri ve sınır şartları Şekil 5 (a) ve (b)'de verilirken, kanalların boyutsal ölçüleri ise Tablo 3'de verilmiştir. Bununla birlikte, sırasıyla yamuk desen, taç desen ve kanatçığın şematik resmi ve ölçüleri Şekil 6 (a), (b) ve (c)'de ve bu çalışmada yapılan kabuller ve sınır şartları ise Tablo 4'de sunulmaktadır. Ayrıca, birleşik jet akışlı kanalların sayısal hesaplamalarında kullanılan tetragonal (düzgün dörtyüzlü) ağ yapısı Şekil 7'de gösterilmektedir.



Tablo 3. Kanalların Boyutsal Ölçüleri

Değişken	Ölçü
D	15 mm
L	66D
W	4D
H	3D, 6D
m	20 mm
\square	60°
N	D
a	5 mm
b	5 mm
c	2.5 mm
t	0.1 mm



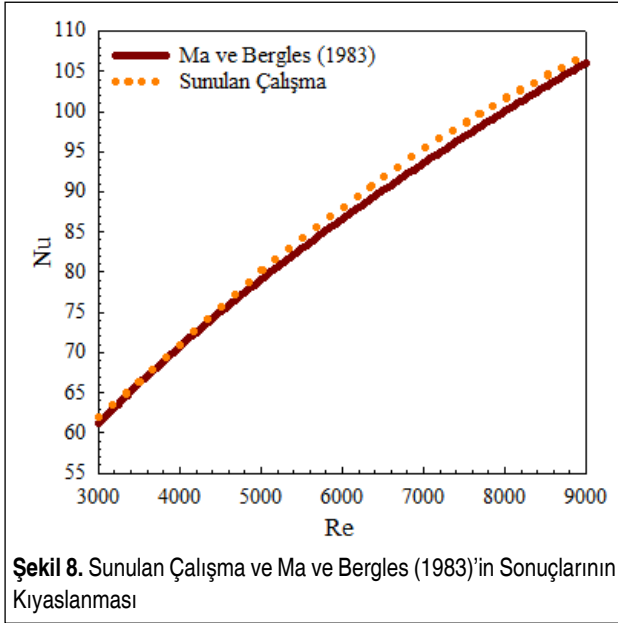
Şekil 7. Kanalda Kullanılan Düzgün Dörtüzlü Ağ Yapısının Gösterimi

Tablo 4. Çalışmada uygulanan kabuller ve sınır şartları

a)	Sürekli, üç boyutlu ve türbülanslı akış hacmi kullanılmıştır
b)	Sıkıştırılamaz akışkan olarak su ve %0.02 GO-Su nanoakışkanı, hem jet hem de çapraz akış akışkanı olarak kullanılmışlardır
c)	Akışkanların ısı özellikleri sabit olup, sıcaklıktan bağımsızdır
d)	Kanalın ve kanatçığın yüzeyleri adyabatiktir
e)	Akışkan olarak kullanılan su, nanoakışkan ve desenli yüzeylerde ısı kaynağı bulunmamaktadır
f)	Kanalın çıkış basıncı, atmosfer basıncına eşit olarak alınmıştır ($P_{ç} = P_{atm}$)
g)	Kanalın çıkışındaki sıcaklık farkının ihmal edilebilecek kadar az miktarda olduğu kabul edilerek $\partial T / \partial x = 0$ olarak belirlenmiştir
h)	Kanal, kanatçık ve desen yüzeylerinde kaymazlık sınır şartı olduğu ve bu nedenle bahsedilen yüzeylerde tüm hız bileşeni değerlerinin sıfır olduğu kabul edilmiştir.
i)	Desenli yüzeylere 1000 W/m^2 lik sabit ısı akısı uygulanmıştır.
j)	Hem jet hem de çapraz akış için akışkanın kanala giriş sıcaklığı 303 K ' dir.
k)	Nanoakışkan ve su için $Re=15000$ ' de jet giriş hızları sırasıyla 1.064 m/s ve 0.807 m/s ' dir.
l)	Kanal girişinde "velocity inlet" ve çıkışında ise "pressure outlet" sınır şartı geçerlidir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

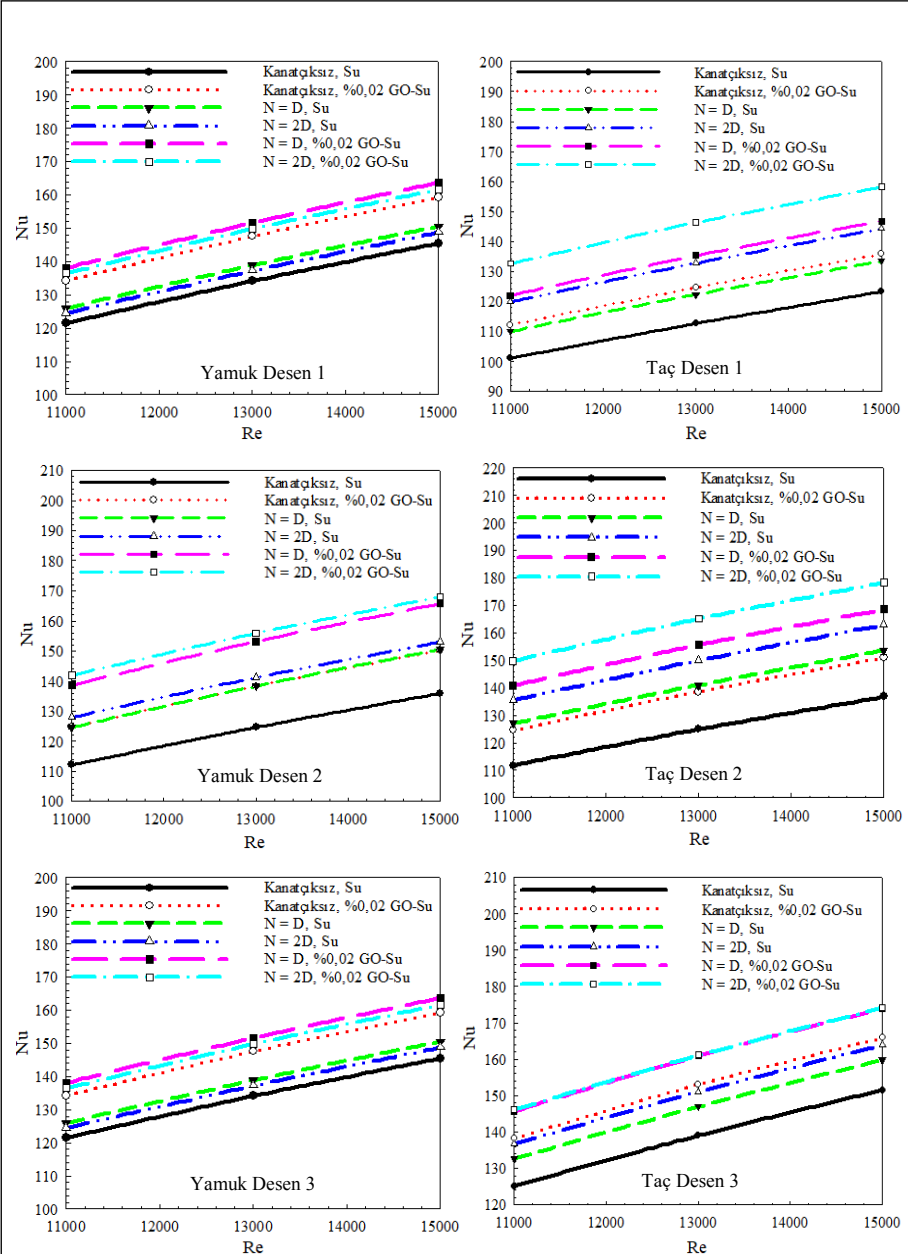
Çalışmada, Şekil 8’de gösterildiği gibi sadece jet akışın olduğu durumda farklı Reynolds sayılarında incelemelerde bulunularak ulaşılan sonuçlar ile Ma ve Bergles (1983)’in deneysel incelemeleri sonucunda ulaştıkları eşitlik kullanılarak ($\overline{Nu} = 1,29 Re^{0.5} Pr^{0.4}$) edinilen sonuçlar kendi aralarında karşılaştırılmış ve Ma ve Bergles (1983)’in deneysel sonuçları ile sunulan çalışmanın sonuçlarının uyumlu oldukları belirlenmiştir.



Ağ sayısına bağlı Nu sayısının değişimini belirlemek kaydıyla kanaldaki en uygun sayıdaki ağ elemanı belirlenerek kanatçiksız birleşik jet akışlı kanaldaki ağ sayısının ortalama Nu sayısı (Nu_m) üzerindeki etkisi farklı Reynolds sayılarında Tablo 5’de sunulmuştur. Nu sayısının ağ sayısı ile değişimine bakıldığında bir alt ağ sayısı-yla (1758412) 2022840 adet ağ sayısı arasında değişim varken; bir üst ağ sayısıyla (2245786) olan değişimin %0.1’den daha az olduğu saptanmıştır. Bu nedenle, ka-

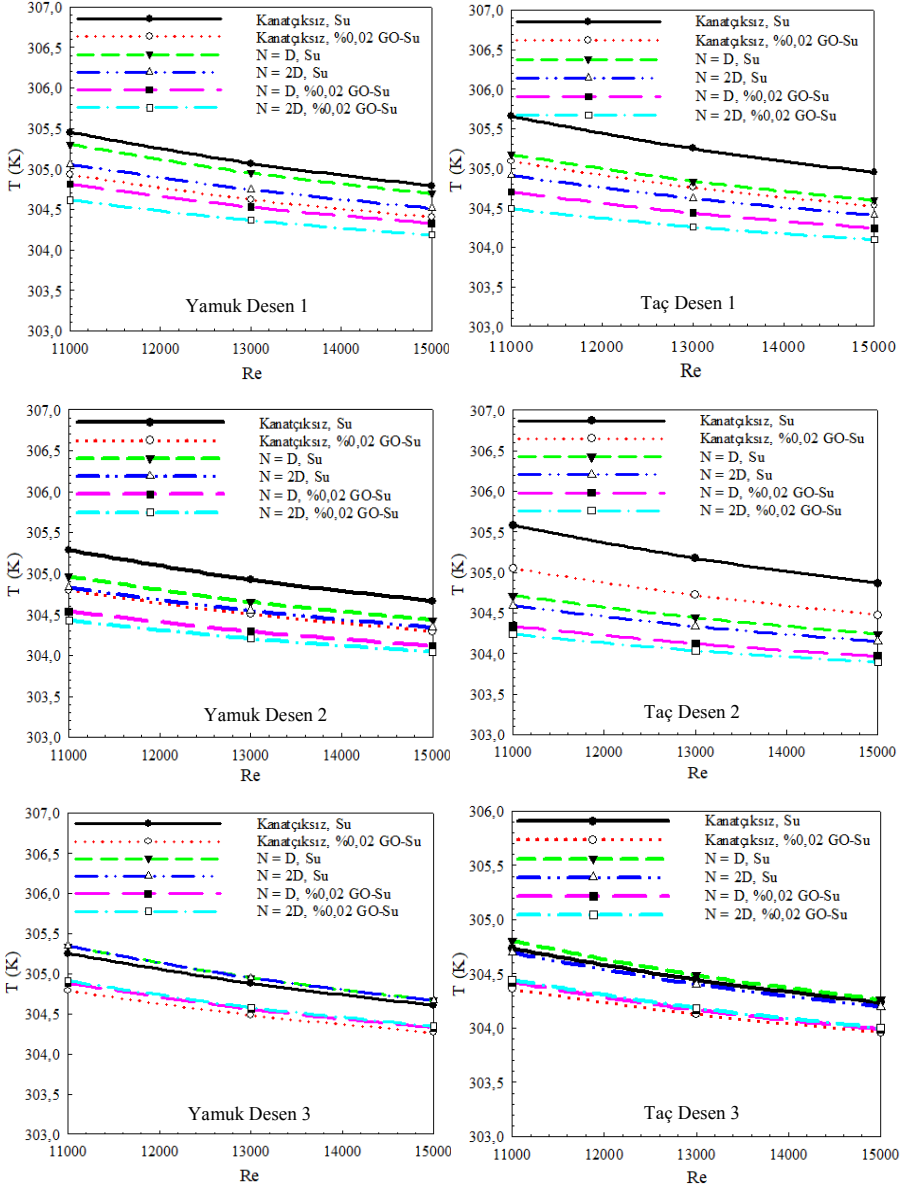
Tablo 5. Ağ Elemanı Sayısına Bağlı Olarak Nu_m 'nin Reynolds Sayısıyla Değişimi

Ağ elemanı sayısı	Re = 5000 Nu_m	Re = 7000 Nu_m	Re = 9000 Nu_m
1758412	86.48	108.84	127.40
2022840	86.52	108.88	127.43
2245786	86.52	108.87	127.42



Şekil 9. Kanatçksız ve 60° N = D ve N = 2D Kanatçklı Yamuk Desenli Birleşik Jetli Kanallarda Su ve GO-su Nanoakışkanı için Ortalama Nu sayısının Re ile Değişimi

Şekil 10. Kanatçksız ve 60° N = D ve N = 2D Kanatçklı Taç Desenli Birleşik Jetli Kanallarda Su ve GO-Su Nanoakışkanı için Ortalama Nu Sayısının Re ile Değişimi



Şekil 11. Kanatçksız ve 60° $N = D$ ve $N = 2D$ Kanatçıklı Yamuk Desenli Birleşik Jetli Kanallarda Su ve GO-Su Nanoakışkanı İçin Ortalama Yüzey Sıcaklığının Re ile Değişimi

Şekil 12. Kanatçksız ve 60° $N = D$ ve $N = 2D$ Kanatçıklı Taç Desenli Birleşik Jetli Kanallarda Su ve GO-Su Nanoakışkanı İçin Ortalama Yüzey Sıcaklığının Re ile Değişimi

Tablo 6. Su ve GO-Su Nanoakışkanı Kullanılan Birleşik Jet Akışlı Kanallarda Bulunan Yamuk ve Taç Olmak Üzere Her Üç Desenli Yüzey İçin Nu_m ve T_m değerleri ($Re = 15000$)

Re = 15000			H = 4D	
			Yamuk Desenli Yüzey	Taç Desenli Yüzey
Kanatçksız,	Su	Nu_m	139.627	137.182
N = D	Su	Nu_m	148.264	148.978
N = 2D	Su	Nu_m	151.317	157.016
Kanatçksız	%0.02 GO-Su	Nu_m	153.374	150.898
N = D	%0.02 GO-Su	Nu_m	162.141	163.139
N = 2D	%0.02 GO-Su	Nu_m	165.260	170.23
Kanatçksız	Su	T_m (K)	304.685	304.683
N = D	Su	T_m (K)	304.597	304.366
N = 2D	Su	T_m (K)	304.505	304.250
Kanatçksız	%0.02 GO-Su	T_m (K)	304.321	304.320
N = D	%0.02 GO -Su	T_m (K)	304.256	304.067
N = 2D	%0.02 GO-Su	T_m (K)	304.191	303.997

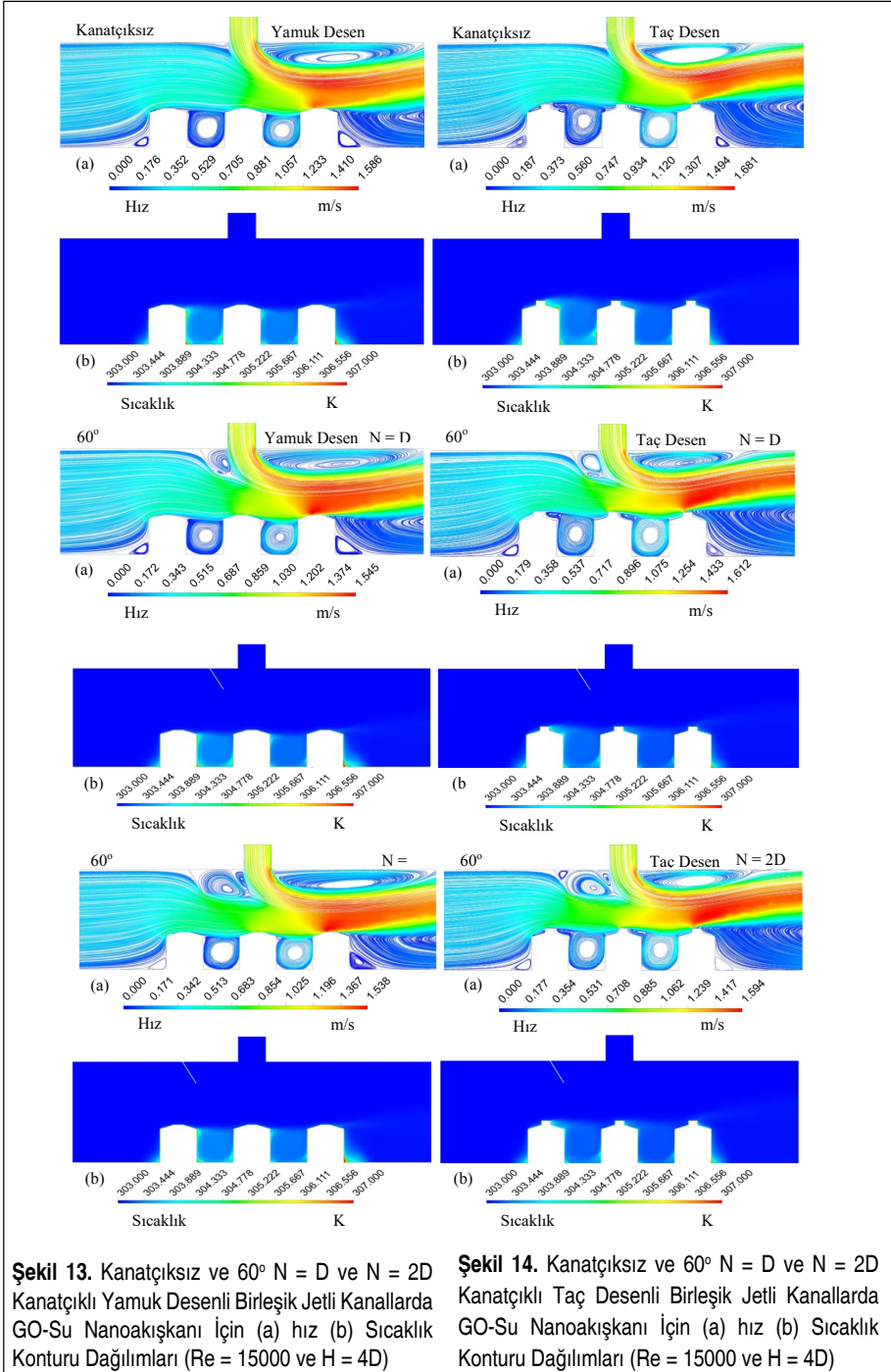
kanatçksız kanal için 2022840 adet ağ elemanının güvenilir ve doğru sonucu vereceği değerlendirilmiştir. Ayrıca, $H=3D$ yükseklikli yamuk ve taç desenli kanatçkl kanal lar için kullanılan ağ sayıları sırasıyla 2363584 ve 2371196'dır. $H=6D$ yükseklikli kanallar için ise bu değerler sırasıyla 3372064 ve 3380094 olmaktadır.

Kanatçksız ve çarpan jet girişinden D ve 2D uzaklıklı (N) 60o kanatçkl birleşik jet akışlı (çapraz akış ve çarpan jet) kanallarda su ve %0.02 konsantrasyonlu GO-Su nanoakışkanı kullanılarak sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerin desen sıralarına göre sahip oldukları ortalama Nu sayıları Şekil 9 ve Şekil 10' da gösterilmektedir. Her iki desenli yüzey için birleşik jet akışlı kanallardaki GO-Su nanoakışkanının akışkan içerisinde nano boyutta (10-9 m) sudan daha yüksek ısı iletkenlik katsayılı GO nano-parçıkları içermesi nedeniyle yüzeylerden nanoakışkana olan ısı transferi artmaktadır. Bu nedenle, yalnızca suyun kullanıldığı kanallara göre nanoakışkan için Nu sayısı daha fazla olmaktadır. Bununla birlikte, yamuk desenli ve birinci sıradaki yüzey için $N = D$ kanatçık uzaklıklı ve GO-Su nanoakışkanının kullanıldığı kanalda en yüksek Nu sayısı değerleri elde edilirken; taç desenli Desen 1 yüzeyi için ise $N = 2D$ kanatçık mesafeli nanoakışkan için Re sayısına bağlı Nu sayısı değerleri daha fazladır. Bu duruma, desen şekli ve kanatçık konumuna bağlı olarak akışkanın kanal içerisindeki



desenli yüzeylerle olan etkileşimi sebep olmaktadır. Ayrıca, Desen 1 için yamuk desenli yüzeydeki ortalama Nu sayısı değerleri taç desenli olandan daha yüksektir. $Re = 13000$ için $N = D$ kanatçık konumunda nanoakışkan kullanılan birleşik jet akışlı kanalda yamuk desenli yüzeyin ortalama Nu sayısı taç desenli yüzeyden %7.47 daha fazladır. Yine aynı şartlarda ($Re = 13000$ ve $N = D$ kanatçık mesafesi), kanatçiksiz ve su akışkanı kullanılan birleşik jet akışlı kanallarla karşılaştırıldığında nanoakışkanın kullanıldığı durumlara göre sırasıyla yamuk desenli ve taç desenli kanallardaki birinci sıradaki desenlerin (Desen 1) Nu sayıları %15 ve %20.14 daha fazla olduğu belirlenmiştir. Kanallarda ikinci sırada bulunan Desen 2 yüzeyleri incelendiğinde ise her iki desen için de en yüksek Nu sayısı değerlerine $N = 2D$ kanatçık uzaklıklı kanallarda ulaşılırken; özellikle taç desenli ve nanoakışkan kullanılan durumda yamuk desenli yüzeye göre daha yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşılabilir. GO-Su nanoakışkanının kullanıldığı kanallarda $N = 2D$ kanatçık konumunda Reynolds sayısının 15000 olduğu durumda taç desenli ikinci sıradaki yüzeyin (Desen 2) aynı sıradaki yamuk desenli yüzeye göre Nu sayısı %10.35 daha fazladır. Desen 3'ün analiziyle taç desenli yüzeyin şekline bağlı olarak birleşik jet akışım Desen 2 yüzeyine çarptıktan sonra bu desen (Desen 3) üzerine daha iyi yönlenebilmesi ile hem kanatçiksiz hem de kanatçıklı durumlarda ($N = D$ ve $2D$) yamuk desenli yüzeyden daha yüksek Nu sayısı değerlerine sahip olmaktadır. $Re = 5000$ değerinde $N = 2D$ kanatçık uzaklıklı kanallarda su akışkanına göre nanoakışkan kullanıldığında sırasıyla taç ve yamuk desenli yüzeylerde Desen 3'de ortalama Nu sayısı için %16.84 ve %12.25'lik artışlar saptanmıştır.

Şekil 11 ve Şekil 12'de sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerin kanaldaki diziliş sıralarına göre kanatçiksiz ve kanalın üst kısmında yatayla 60° açılı ve çarpan jet girişinden kanal girişine doğru $N = D$ ve $N = 2D$ uzaklıklı kanatçıklı durumlarda su ve GO-Su nanoakışkanı kullanılarak desenli yüzeylerdeki ortalama sıcaklık değişimleri Re sayısına bağlı olarak verilmektedir. Her iki desenli yüzey için tüm desen sıralarında Reynolds sayısının artışıyla birlikte birleşik jet akışlı kanallarda akışkanın hareketliliğiyle desenli yüzeylerden olan ısı transferi artmaktadır. Buna bağlı olarak da desenli yüzeylerin sıcaklıkları azalmaktadır. Bununla birlikte, Desen 1' de kanatçiksiz durum harici kanala kanatçık eklendiğinde hem su hem de nanoakışkan için taç desenli yüzeyde yamuk desenli yüzeye karşılaştırıldığında daha düşük yüzey sıcaklık değerleri elde edilebilmektedir. Desen 2, doğrudan çarpan jet etkisi altında olduğundan desenli yüzey üzerinde birleşik jet etkisi artmakta olup; her iki desen şekilli yüzeyde de Desen 1' e göre yüzey sıcaklık değerleri düşmektedir. Kanatçıklı kanallarda soğuma etkisi daha iyi iken; nanoakışkanın kullanıldığı $N = 2D$ mesafeli kanatçıklı durumlar için ise her iki desenli yüzeyde de ısı transferi artışına bağlı olarak yüzey sıcaklıklarında daha fazla düşüş sağlanmaktadır. Kanallarda üçüncü sırada bulunan Desen 3 incelendiğinde, her iki desenli yüzey için kanatçiksiz durumlar dışında bu sıradaki desenlerde birleşik jet akışı etkisinin azalması Desen 2' ye göre yüzey sıcaklıklarının artmasına

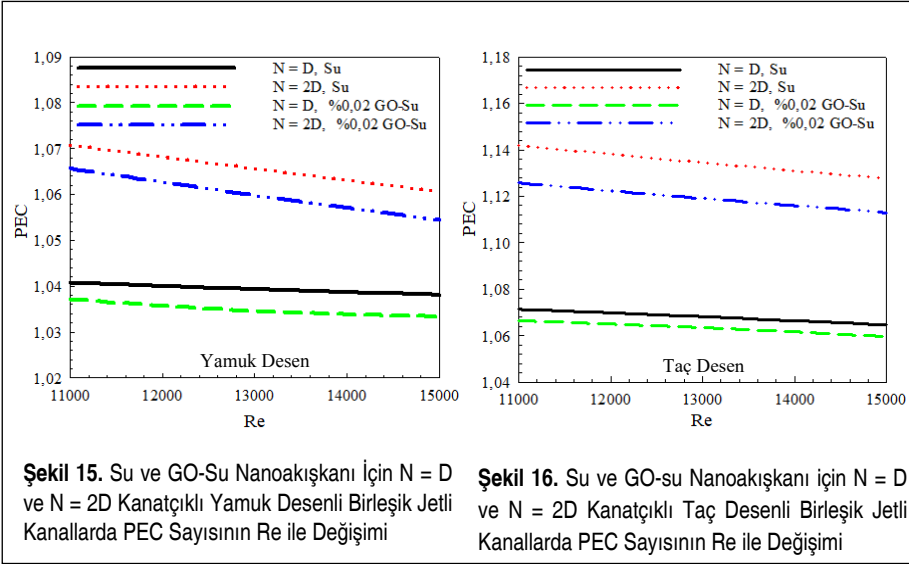




sebeptir. Bununla birlikte, desen şekline bağlı olarak birleşik jet akışın Desen 2'ye çarptıktan sonra Desen 3'e daha iyi yönlenebilir. Taç desenli yüzey için yamuk desenli yüzeye göre yüzey sıcaklığının daha az olmasını sağlamaktadır.

Tablo 6'da Reynolds sayısının 15000 değerinde birleşik jet akışlı kanallarda bulunan her üç yamuk ve taç yüzey için ortalama Nu sayısı (Nu_m) ve ortalama yüzey sıcaklığı (T_m) değerleri kanatçiksiz ve $N = D$ ve $N = 2D$ mesafeli 60° açılı kanatçık kullanılması durumlarında $H = 4D$ kanal yüksekliği için verilmektedir. Her iki desen yüzeyli kanalda da kanatçık kullanılması durumunda Nu_m sayıları artarken, T_m değerleri azalmaktadır. Bununla birlikte, nanoakışkan kullanıldığında su akışkanına göre desenli yüzeylerden olan ısı transferinin artışına bağlı olarak su akışkanına göre daha yüksek Nu_m sayıları elde edilmektedir. Buna bağlı olarak artan soğuma etkisiyle ortalama yüzey sıcaklık değerleri (T_m) düşmektedir. $N = 2D$ kanatçık mesafesinde nanoakışkan kullanılması durumunda kanatçiksiz ve su akışkanı kullanılan birleşik jet akışlı kanallara göre Nu_m sayılarının sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerde %18.35 ve %24.09 daha fazla oldukları saptanmıştır. Buna bağlı olarak taç desen yüzeyli kanallarda yamuk desen yüzeyli kanallara göre daha düşük T_m değerleri elde edilmektedir.

Şekil 13 ve 14'de sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerin olduğu kanatçiksiz ve 60° açılı ve $N = D$ ve $2D$ mesafelerinde kanatçıklı birleşik jet akışlı kanallarda GO-Su nanoakışkanı kullanılması durumunda (a) hız ve (b) sıcaklık konturu dağılımları sunulmaktadır. Hız konturu dağılımlarından görüldüğü gibi her iki desen yüzeyli kanalda da kanatçiksiz durumda Desen 1 daha çok kanaldan gelen çapraz akışın etkisi altında olduğundan bu desen üzerinde hız değerleri daha düşüktür. Desen 2 üzerinde ise çarpan jet akışı olmasına rağmen çapraz akış bu akışı Desen 3'e doğru sürükleyerek bu desen üzerinde birleşik jet akış hızının artmasını sağlamaktadır. Bu sebeple kanatçiksiz durumda diğer desenli yüzeylere göre her iki desen şekli için de Desen 3'te sıcaklık düşüşü daha fazladır. Bu duruma kanallardaki çarpan jet akışlarının sağ üst taraflarındaki yeniden dolaşım bölgelerinin birleşik jet akışı Desen 3'e doğru yönlendirmesi de ayrıca katkı sağlamaktadır. Kanallara kanatçık eklendiğinde ($\theta = 60^\circ$) kanaldan gelen çapraz akış desenli yüzeyler üzerine yönlendirilebildiğinden akışkanın desenli yüzeyle olan teması artmaktadır. Aynı zamanda akış geçiş kesit alanının azalması nedeniyle de yüzeyler üzerinde bir jet akış etkisi oluşmaktadır. Kanatçık, kanala $N = D$ mesafesinde yerleştirildiğinde akışkanın birleşik jet akış etkisi Desen 2 üzerinde hız artışları ile kendini gösterirken; $N = 2D$ kanatçık konumunda ise akışkanın hız artışı Desen 1 üzerinde de belirgin hale gelmektedir. Bununla birlikte, kanatçık kullanımıyla desen aralarında bulunan ve kendi içinde sirkülasyon halinde olup desenlerin soğumasına olumsuz katkıda bulunan akışkanın hareketlenmesi sağlanarak desenli yüzeylerden olan ısı transferi artırılmaktadır. Ancak, yine de her iki desenli yüzey için Desen 3'ün sağ alt tarafında köşe noktalarındaki akışkanın sıcaklık artışları tam olarak giderilememiştir.



Şekil 15 ve 16’da sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylere ait su ve GO-Su nanoakışkanı kullanılan birleşik jet akışlı kanallardaki PEC (Performans Değerlendirme Katsayısı) sayıları gösterilmektedir. Her iki desenli yüzey için de $N = 2D$ mesafeli kanatçıklı ve su akışkanı kullanılan kanallarda nanoakışkan kullanılan kanallara göre daha yüksek PEC sayısı elde edilmektedir. Bu durum, her iki desenli yüzey için de kanaldaki basınç artışına göre Nu sayısı artışının daha fazla olduğunu kanıtlarken; nanoakışkanın yüksek Nu sayısına rağmen sudan daha fazla basınç düşüşüne sebep olması nedeniyle PEC sayısı değerleri daha düşük olmaktadır. $Re = 15000$ değerinde ve $N = 2D$ kanatçık mesafesinde su akışkanının PEC sayısının $N = D$ uzaklıklı kanatçıklı nanoakışkanın kullanıldığı kanala göre sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerde %2.91 ve %6.66 daha fazla olduğu bulunmuştur. Taç desen yüzeyli birleşik jet akışlı kanallarda kanatçık kullanımı yamuk desen yüzeyli kanallara göre ısı transferi artırımında daha fazla iyileşme sağlarken; Re sayısının artışına bağlı olarak basınç düşüşü artmaktadır. Bu durum da PEC sayısı değerlerinde azalmaya sebep olmaktadır. Fakat yine de PEC sayısının 1’den fazla olması kanatçık kullanımının basınç düşüşüne rağmen ısı transferini artırıcı etkisi olduğunu göstermektedir.

5. GENEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada, çarpaz akış - çarpan jet akış olarak $H = 4D$ yükseklikli birleşik jet akışlı kanallarda bulunan yamuk ve taç desenli yüzeylerden olan ısı transferi kanatçiksiz ve 60o açılı olarak kanatçıkların çarpan jet girişinden itibaren $N = D$ ve $N = 2D$ olarak yerleştirilmesi durumlarında sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal inceleme, üç

boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin Ansys-Fluent paket programının kullanılarak sürekli şartlarda çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Kanal boyutlarına uygun olarak literatürdeki çalışmalar gözetilerek kanallara yamuk ve taç desenli olmak üzere üçer adet desenli yüzey yerleştirilmiştir. Desenli yüzeylere 1000 W/m^2 lik sabit ısı akısı uygulanırken; kanallarda akışkan olarak su ve %0.02 hacimsel konsantrasyonlu GO-Su nanoakışkanı kullanılmıştır. GO-Su nanoakışkanı, literatürde çoğunlukla kullanılmış metal (metal oksit)-Su nanoakışkanlarına göre çok düşük konsantrasyonlarda yüksek ısı transfer özelliği ile yenilikçi bir nanoakışkan olma niteliği taşımaktadır. Çalışmanın sonuçları, kanallardaki her bir desen şekilli yüzey sırası için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklığı değişimi olarak incelenirken; kanatçıkların ısı transferini artırmadaki potansiyeli neden oldukları basınç düşüşünü de değerlendirmek amacıyla performans değerlendirme sayısı (PEC) da dikkate alınmıştır. Bunun yanı sıra, her üç desenli yüzeyin tümü için hem su hem de nanoakışkan kullanılması durumlarında ortalama Nu sayısı (Num) ve ortalama yüzey sıcaklık (Tm) değerleri tablo şeklinde verilerek genel bir değerlendirme yapılmıştır. Ayrıca, kanallardaki birleşik jet akış etkisi GO-Su nanoakışkanı için kanatçiksiz ve kanatçıklı durumlarda hız ve sıcaklık konturu dağılımları sunulurken görselleştirilmiştir. Buna göre bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda belirtildiği şekilde özetlenebilir:

- Nanoakışkan kullanılan birleşik jet akışlı kanallarda su akışkanıyla kıyaslandığında ulaşılan Nu sayısı değerleri daha fazladır.
- Kanalda bulunan birinci sıradaki yamuk desenli yüzey için $N = D$ kanatçık uzaklıklı ve GO-Su nanoakışkanının kullanıldığı kanalda en yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşılrken, taç desenli yüzey (Desen 1) için ise $N = 2D$ kanatçık mesafeli nanoakışkan içeren birleşik jet akışlı kanalda Nu sayısı değerleri daha fazladır.
- $Re = 13000$ için $N = D$ kanatçık konumunda nanoakışkan kullanılan birleşik jet akışlı kanalda yamuk desenli yüzeyin ortalama Nu sayısı taç desenli yüzeyden %7.47 daha fazla olduğu bulunmuştur. Yine aynı şartlarda ($Re = 13000$ ve $N = D$ kanatçık mesafesi), kanatçiksiz ve su akışkanı kullanılan birleşik jet akışlı kanallarla karşılaştırıldığında nanoakışkanın kullanıldığı durumlara göre sırasıyla yamuk ve taç desenli kanallardaki birinci sıradaki desenlerin (Desen 1) Nu sayılarının %15 ve %20.14 daha fazla olduğu belirlenmiştir.
- Kanallarda ikinci sırada bulunan Desen 2 yüzeyleri incelendiğinde her iki desenli yüzey için de en yüksek Nu sayısı değerlerine $N = 2D$ kanatçık uzaklıklı kanallarda ulaşılrken, özellikle taç desenli ve nanoakışkan kullanılan durumda yamuk desenli yüzeye göre daha yüksek Nu sayısı değerlerine erişilebilmektedir.
- GO-Su nanoakışkanının kullanıldığı kanallarda $N = 2D$ kanatçık konumunda Reynolds sayısının 15000 olduğu durumda taç desenli ikinci sıradaki yüzeyin (Desen 2) aynı sıradaki yamuk desenli yüzeye göre Nu sayısı %10.35 daha fazladır.

- Desen 3'ün analiz edildiğinde taç desenli yüzeyin şekline bağlı olarak birleşik jet akışının Desen 2 yüzeyine çarptıktan sonra bu desen üzerine (Desen 3) daha iyi yönlenebilmesi ile hem kanatçiksiz hem de kanatçıklı durumlarda ($N = D$ ve $2D$) yamuk desenli yüzeyden daha yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşmaktadır.
- $Re = 5000$ değerinde $N = 2D$ kanatçık uzaklıklı kanallarda su akışkanına göre nanoakışkan kullanıldığında sırasıyla taç ve yamuk desenli yüzeylerde Desen 3'de ortalama Nu sayısı için %16.84 ve %12.25'lik artışlar saptanmıştır.
- Yüzeylerin sıcaklık değerleri araştırıldığında; Desen 1'de kanatçiksiz durum harici kanala kanatçık eklendiğinde hem su hem de nanoakışkan için taç desenli yüzeyde yamuk desenli yüzeye karşılaştırıldığında daha düşük yüzey sıcaklık değerleri elde edilebilmektedir.
- Desen 2, doğrudan çarpan jet etkisi altında olduğundan dolayı desenli yüzey üzerinde birleşik jet etkisi artmakta olup, her iki desen şekilli yüzeyde de Desen 1'e göre yüzey sıcaklık değerleri düşmektedir.
- Kanatçıklı kanallarda soğuma etkisi daha iyi iken, nanoakışkanın kullanıldığı $N = 2D$ mesafeli kanatçıklı durumlar için her iki desenli yüzeyde de ısı transferi artışına bağlı olarak yüzey sıcaklıklarında daha fazla düşüş sağlanmaktadır.
- Desen 3, her iki desenli yüzey için kanatçiksiz durumlar dışında bu sıradaki desenlerde birleşik jet akışı yoğunluğunun azalması Desen 2'ye göre yüzey sıcaklıklarının artmasına sebep olmaktadır.
- Desen şekline bağlı olarak birleşik jet akışın Desen 2'ye çarptıktan sonra Desen 3'e daha iyi yönlenebilmesi taç desenli yüzey için yamuk desenli yüzeye göre yüzey sıcaklığının daha az olmasını sağlamıştır.
- Birleşik jet akışlı kanallardaki her üç desenli yüzeyin tümü göz önüne alındığında $N = 2D$ kanatçık mesafesinde nanoakışkan kullanılması durumunda kanatçiksiz ve su akışkanı kullanılan birleşik jet akışlı kanallara göre sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerde Num sayıları %18.35 ve %24.09 daha fazladır. Buna bağlı olarak taç desen yüzeyli kanallarda yamuk desen yüzeyli kanallara göre daha düşük ortalama yüzey sıcaklığı (T_m) değerleri elde edilmektedir.
- Hız konturu dağılımlarında, her iki desen yüzeyli kanalda da kanatçiksiz durumda Desen 1 daha çok kanaldan gelen çapraz akışın etkisi altında olduğundan bu desen üzerinde hız değerleri daha düşüktür.
- Desen 2 üzerinde ise çarpan jet akışı olmasına rağmen çapraz akış bu akışı Desen 3'e doğru sürükleyerek bu desen üzerinde birleşik jet akış hızının artmasını sağlamaktadır. Bu sebeple kanatçiksiz durumda diğer desenli yüzeylere göre her iki desen şekli için de Desen 3'de sıcaklık düşüşü daha fazladır.



- Kanallara kanatçık eklendiğinde ($\theta=60^\circ$) kanaldan gelen çapraz akış desenli yüzeyler üzerine yönlendirilebildiğinden akışkanın yüzeye olan teması artarken aynı zamanda akış geçiş kesit alanının azalması nedeniyle yüzeyler üzerinde bir jet akış etkisi oluşmaktadır.
- Kanatçık, kanala $N = D$ mesafesinde yerleştirildiğinde akışkanın birleşik jet akışı etkisi Desen 2 üzerinde hız artışları ile kendini gösterirken; $N = 2D$ kanatçık konumunda ise akışkanın hız artışı Desen 1 üzerinde de belirgin hale gelmektedir.
- Kanatçık kullanımı ile birlikte desen aralarında bulunan ve kendi içinde sirkülasyon halinde olup desenlerin soğumasına olumsuz katkıda bulunan akışkanın hareketlenmesi sağlanarak desenli yüzeylerden olan ısı transferi artırılmaktadır. Ancak, yine de her iki desenli yüzey için Desen 3' ün sağ alt taraflarında köşe noktalarındaki akışkanın sıcaklık artışları tam olarak giderilememiştir.
- PEC sayısı, kanal içerisinde akan akışkanın kanalda kanatçık kullanımına karşı kanatçiksiz duruma göre ortalama Nu sayısı artışının basınç düşüşü artışına karşı etkinliğini göstermektedir.
- Her iki desenli yüzey için de $N = 2D$ mesafeli kanatçıklı ve su akışkanı kullanılan kanallarda nanoakışkan kullanılan kanallara göre daha yüksek PEC sayısı elde edilmektedir.
- $Re = 15000$ değerinde ve $N = 2D$ kanatçık mesafesinde su akışkanının PEC sayısının $N = D$ uzaklıklı kanatçıklı nanoakışkanın kullanıldığı kanala göre sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeyler için %2.91 ve %6.66 daha fazla olduğu bulunmuştur.

Sonuç olarak, birleşik jet akışlı kanallarda desenli yüzeylerden olan ısı transferinin artırılması bağlı bulunduğu devrenin güvenli sıcaklık sınırları arasında çalışması bakımından büyük bir öneme sahiptir. Bu durumda, desenli yüzeylerin sahip olduğu desen şekli dışında kanaldaki akışkanı desenli yüzeylere yönlendirmede kullanılan kanatçık kurulumu ve yerleşim düzeni, kanaldaki akışkanın Reynolds sayısı ve akışkanın termodinamik özellikleri başlıca etkenler olmaktadır. Bu bağlamda bu çalışmada düşük konsantrasyonlarda (%0.02) yüksek ısı transferi özellikleri ile göze çarpan GO-Su nanoakışkanı da kullanılarak incelemeler yapılmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (CÜBAP) birimi tarafından TEKNO-2021-031 proje numarası ile desteklenmiştir.

Çıkar Çatışması Beyanı

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir.



KAYNAKÇA

- Abdullah, M. F., Zulkifli, R., Harun, Z., Abdullah, S., Wan Ghopa, W. A., Najm, A. S., Sulaiman, N.H. (2019). Impact of the TiO_2 nanosolution concentration on heat transfer enhancement of the twin impingement jet of a heated aluminum plate. *Micromachines*, 10, 176. Doi. <https://doi.org/10.3390/mi10030176>
- Alnak, D. E. (2020). Thermohydraulic performance study of different square baffle angles in cross-corrugated channel. *Journal of Energy Storage*, 28, 101295. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101295>
- Alnak, D. E., Koca, F., Alnak, Y. A. (2021). A numerical investigation of heat transfer from heated surfaces of different shapes. *Journal of Engineering Thermophysics*, 30, 494-507. Doi. <https://doi.org/10.1134/S1810232821030127>
- Chang, T. B., Yang, Y. K. (2014). Heat Transfer Performance of Jet Impingement Flow Boiling Using Al_2O_3 -Water Nanofluid, *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, no. 4, p. 1559-1566. Doi. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-1143-2>
- Datta, A., Jaiswal, A., Halder, P. (2018). Heat transfer analysis of slot jet impingement using nano fluid on convex surface. *IOP Conference Series-Materials Science and Engineering*, 402, 012098. Doi. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/402/1/012098>
- Demircan, T. (2019). Numerical analysis of cooling an electronic circuit component with cross flow and jet combination. *Journal of Mechanics*, 35 (3), 395-404. Doi. <https://doi.org/10.1017/jmech.2018.11>
- Hadipour, A., Zargarabadi, M. R. (2018). Heat transfer and flow characteristics of impinging jet on a concave surface at small nozzle to surface distances. *Applied Thermal Engineering*, 138, 534-541. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.086>
- Hajjar, Z., Rashidi, A., Ghoozloo, A. (2014). Enhanced thermal conductivities of graphene oxide nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57, 128-131. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.07.018>
- Hummers, W. S., Offeman, R. E. (1958). Preparation of graphitic oxide. *Journal of American Chemical Society*, 80, 1339. <https://doi.org/10.1021/ja01539a017>
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of heat and mass transfer*. United States of America: Purdue University. Erişim Adresi. <https://www.wiley.com/en-us/Fundamentals+of+Heat+and+Mass+Transfer%2C+8th+Edition+-p-9781119353881>
- Jalali, E., Sajadi, S. M., Ghaemi, F., Baleanu, D. (2022). Numerical analysis of the effect of hot dent infusion jet on the fluid flow and heat transfer rate through the microchannel in the presence of external magnetic field. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 147, 8397-8409. Doi. <https://doi.org/10.1007/s10973-021-11095-5>
- Karabulut, K., Alnak, D. E. (2021). Dikdörtgen bir kanaldaki farklı desenli yüzey geometrilerinin ısı transferine olan etkilerinin incelenmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 183, 37-49. Erişim adresi. <https://search.trdizin.gov.tr/yayin/detay/440785/>



- Karabulut, K., Alnak, D. E. (2021). Investigation of graphene oxide-distilled water nanofluids with consideration of heat transfer and flow structure for backward-facing step flow. *Journal of Engineering Thermophysics*, 30 (2), 300-316. Doi. <https://doi.org/10.1134/S1810232821020119>
- Karabulut, K., Alnak, D. E. (2021). Investigation of the variation of cooling performance with the channel height in a channel having impinging jet-cross flow. *ISPEC 12th International Conference on Engineering & Natural Sciences The Proceedings Book*, 273-290, Bingöl. Erişim Adresi. https://www.ispecongress.org/_files/ugd/d0a9b7_0158c789045b4e42a2bca2583fbd0508.pdf
- Karabulut, K., Alnak, D. E. (2020). Study of cooling of the varied designed warmed surfaces with an air jet impingement. *Pamukkale University Journal of Engineering Sciences*, 26 (1), 88-98. Doi. <https://doi.org/10.5505/pajes.2019.58812>
- Karabulut, K. (2015). *Isı değiştiricilerde ısı aktarımının nanoakışkanlar kullanılarak artırılması*. (Doktora Tezi), Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivas. Erişim Adresi. https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezDetay.jsp?id=p8IvMw5P60kRwI7dNGAqTA&no=w_5rR9PaQst_Qw4Xufr3mw
- Kılıç, M. (2018). Elektronik sistemlerin soğutulmasında nanoakışkanlar ve çarpan jetlerin müşterek etkisinin incelenmesi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 18; 33 (3), 121-132. Doi. <https://doi.org/10.21605/cukurovaummfd.500597>
- Kumar, D., Zunaid, M., Gautam, S. (2021). Heat sink analysis in jet impingement with air foil pillars and nanoparticles. *Materials Today: Proceedings*, 46 (20), 10752-10756. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.01.582>
- Ma, C. F., Bergles, A. E. (1983) Boiling jet impingement cooling of simulated microelectronic chips. *Heat Transfer in Electronic Equipment HTD*, 28, 5-12. Erişim Adresi. <https://ui.adsabs.harvard.edu/abs/1983htee.proc....5B/abstract>
- Maghrabie, H. M., Attalla, M., Fawaz, H. E., Khalil, M. (2017). Numerical investigation of heat transfer and pressure drop of in-line array of heated obstacles cooled by jet impingement in cross-flow. *Alexandria Engineering Journal*, 56, 285-296. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2016.12.022>
- Mergen, S. (2014). *Kanal içi akış ve çarpan jet ile birlikte elektronik eleman soğutulmasının sayısal olarak İncelenmesi* (Yüksek Lisans Tezi). Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara. Erişim Adresi. <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezDetay.jsp?id=V6jYWecQ5UbNMOJ40X3oA&no=h00qZ76hoJVogsma89qMjg>
- Naga Ramesh, K., Karthikeya Sharma, T. ve Amba Prasad Rao, G. (2021). Latest advancements in heat transfer enhancement in the micro-channel heat sinks: a review. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 28, 3135-3165. Doi. <https://doi.org/10.1007/s11831-020-09495-1>
- Pak, B.C., Cho, Y. I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer*, 11 (2), 151-170. Doi. <https://doi.org/10.1080/08916159808946559>



- Saleha, N., Fadela, N., Abbas, A. (2015). Improving cooling effectiveness by use chamfers on the top of electronic components. *Microelectronics Reliability*, 55, 1067-1076. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.microrel.2015.04.006>
- Selimefendigil, F., Chamkha, A. J. (2020). Cooling of an isothermal surface having a cavity component by using CuO-water nano-jet. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 30 (4), 2169-2191. Doi. <https://doi.org/10.1108/HFF-12-2018-0724>
- Shi, W., Li, F., Lin, Q., Fang, G. (2021). Experimental study on instability of round nanofluid jets at low velocity. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 120, 110253. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2020.110253>
- Öztürk, S. M., Demircan, T. (2022). Numerical analysis of the effects of fin angle on flow and heat transfer characteristics for cooling an electronic component with impinging jet and cross-flow combination. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 37 (1), 57-74. Doi. <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.799793>
- Taylor, J. R. (1997). An introduction to error analysis: The study of uncertainties in physical measurements. United States of America: University science books. Erişim Adresi. <https://uscibooks.aip.org/books/an-introduction-to-error-analysis-the-study-of-uncertainties-in-physical-measurements-third-edition/>
- Teamah, M. A., Dawood, M. M., Shehata, A. (2015). Numerical and experimental investigation of flow structure and behavior of nanofluids flow impingement on horizontal flat plate. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 235-246. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.12.012>
- Wang, S. J., Mujumdar, A. S. (2005). A comparative study of five low Reynolds number k-ε models for impingement heat transfer. *Applied Thermal Engineering*, 25, 31-44. Doi. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2004.06.001>



Carreau Akışkanının Dikey Germe Silindirindeki Akış Karakteristiklerinin Yapay Zeka Yaklaşımıyla Analizi

Andaç Batur Çolak¹

ÖZ

Bu çalışmada, Carreau akışkan akışının gözenekli bir ortama daldırılmış dikey bir germe silindiri üzerindeki akış karakteristikleri, yapay zeka yaklaşımı ile detaylı olarak analiz edilmiştir. Akış parametreleri olarak lokal yüzey sürtünmesi, lokal Nusselt sayısı ve lokal Sherwood sayısı parametreleri ele alınmıştır. Akış parametrelerini tahmin etmek için çok katmanlı algılayıcı mimarisine sahip üç farklı yapay sinir ağı modeli tasarlanmıştır. Literatürden elde edilmiş nümerik veri seti kullanılarak eğitilmiş olan ağ modellerinde Bayesian Düzenleme algoritması kullanılmıştır. Farklı performans parametreleri dikkate alınarak optimize edilen yapay sinir ağlarında tahmin performansı en yüksek olan modeller tercih edilmiştir. Elde edilen tahmini değerler, hedef verilerle karşılaştırılmıştır. Ayrıca performans parametreleri de hesaplanmış ve ağ modellerinin performansları kapsamlı bir şekilde analiz edilmiştir. Çalışma bulguları, geliştirilmiş olan yapay sinir ağlarının, doğal taşınımli Carreau akışına ait parametreleri yüksek doğrulukta tahmin edebildiğini ortaya koymuştur.

Anahtar Kelimeler: Carreau akışkanı, germe silindiri, akış karakteristikleri, doğal taşınım, yapay sinir ağı

Analysis of Flow Characteristics of Carreau Fluid in a Vertical Stretching Cylinder with Artificial Intelligence Approach

ABSTRACT

In this study, the flow characteristics of Carreau fluid flow on a vertical stretching cylinder immersed in a porous medium were analyzed in detail with an artificial intelligence approach. Local skin friction, local Nusselt number and local Sherwood number parameters are considered as flow parameters. Three different neural network models with multilayer perceptron architecture are designed to estimate the flow parameters. Bayesian Regularization training algorithm was used in the network models trained using the numerical data set obtained from the literature. The models with the highest prediction performance were preferred in the artificial neural networks optimized by considering different performance parameters. The estimated values obtained were compared with the target data. In addition, the performance parameters were calculated and the performances of the network models were analyzed comprehensively. The study findings revealed that the developed artificial neural networks can predict the parameters of the free convection Carreau flow with high accuracy.

Keywords: Carreau fluid, stretching cylinder, flow characteristics, natural convection, artificial neural network

Geliş/Received : 23.08.2022
Kabul/Accepted : 15.12.2022

¹ Doç. Dr., İstanbul Ticaret Üniversitesi, Bilişim Teknolojileri Uygulama ve Araştırma Merkezi, İstanbul
abcolak@ticaret.edu.tr, ORCID: 0000-0001-9297-8134



EXTENDED ABSTRACT

1. Introduction

Past studies on Carreau fluid flow, flows over stretching cylinder, free convection, ANN, LSF, LNN and LSN parameters have been investigated in detail. As can be seen in the comprehensive literature summary given above, although there are different studies for each of the mentioned topics, there is no study on the analysis of the flow characteristics of Carreau fluid flow in free convection towards the stretching cylinder with artificial intelligence approach. This gap, which was found in the literature as a result of the research, formed the main motivation for this research. This study, which aims to close this gap in the literature, can be considered as a pioneering study.

2. Data Collection Methodology

The research used data presented in the study by Lim, Shafie, Isa, Rawi and Mohamad (2022), in which the effect of thermal radiation, chemical reaction, and natural convection was examined. A total of 62 data sets were used in the study.

3. ANN Development

In order to estimate the LSF, LNN and LSN parameters to be analyzed to determine the flow characteristics, three different ANN models with different architectures have been developed. In the developed ANN models, the feed forward (FF) back propagation (BP) multi-layer perceptron (MLP) network model, which has been reported as high capability, is used. ANN models with different values for each parameter have been developed and performance analyzes have been made. While performing the performance analysis, first of all, the outputs of the ANN model and the target values have been compared, and the model in which achieved the most ideal agreement has been examined. In addition, coefficient of determination (R), Mean Squared Error (MSE) and Margin of Deviation (MoD) values have been determined as performance parameters and calculated performance parameters have also been examined. Bayesian Regularization has been used as the training algorithm in ANN models developed with 10 neurons in the hidden layers. 75% of the data set has been reserved for the training of the model and 25% for the testing phase.

4. Results and Discussion

The performance analysis of the developed ANN models has been performed in three stages. In the first stage, the performances of the training phases of the models have been examined and it is aimed to ensure that the training phase has been completed in an ideal way. In the next step, the outputs obtained from the ANN models have been compared with the target data, and in this way, the compatibility of the predicted values of the models with the target values has been examined and presented with graphics. In the last stage, the error rates of the models have been examined in detail. The numerical data obtained from the study show that each ANN model is ideally trained and can predict with high accuracy and very low error rates.

5. Conclusion

In this study, the flow characteristic of Carreau fluid flow in free convection through a vertical stretching cylinder in a porous medium under the influence of chemical reaction has been analyzed by artificial intelligence approach. For the purpose of flow characteristic and heat transfer analysis, LSF, LNN and LSN parameters are considered. Three different ANN models have been developed to estimate the flow parameters to be examined. There are 10 neurons in the hidden layer of ANNs in which the MLP model has been used. The outputs obtained from the ANN models designed with the Bayesian Regularization training algorithm have been compared with the target data. In addition, the estimation accuracy of the ANN models have been examined in detail by calculating the performance parameters, and the results have been presented with graphs and tables. While R values have been obtained as 0.99 for all three ANN models, the average error rates of the models have been lower than 0.07%. The study findings showed that the developed ANNs can make predictions with high accuracy. However, it has also been seen that ANNs are an ideal artificial intelligence tool that can be used to analyze the flow characteristic of Carreau fluid flow in free convection through a vertical stretching cylinder in a porous medium under the influence of chemical reaction.



1. GİRİŞ

Düşük ve yüksek kayma hızlarında viskoz ve güç yasası davranışı gösterme yeteneğine sahip olan Carreau akışkan modeli ilk olarak Pierre Carreau (1972) tarafından önerilmiştir. Newton tipi olmayan bir akışkan modeli olan Carreau akışkan modeli, mekanik sistemler (Nadeem, Riaz, Akbar ve Ellahi, 2013), yenilenebilir enerji sistemleri (Shahid, Bhatti, Ellahi ve Mekheimer 2022), tıp (Akbar ve Nadeem, 2014), boru hatları (Sun, Guo, Jing, Tang, Lu, Fu, Ullmann ve Brauner, 2021) ve nanoelekttronik (Ayub, Zahir ve Tanveer, 2022) gibi birçok alanda kullanılmaktadır. Farmasötik kimyasalların, boyaların, polimer sıvıların, polivinil klorür ve polietilenin özellikleri Carreau akışkan modeli ile açıklanabilir. Afzal, Siddique, Jarad, Ali, Abdal ve Husain (2021), genelleştirilmiş mikropolar sıvıdaki nanoparçacıkları ve yoğunlaştırılmış uzun bir yüzeye karşı Carreau sıvı akışını incelemişlerdir. Salahuddin, Awais, ve Xia (2021a), paraboloid yüzey üzerinde ısı üretimi ve aktivasyon enerjisi ile iki boyutlu Carreau nanosıvı akışını araştırmışlardır. Salahuddin, Awais, ve Salleh (2021b), Carreau nanoakışkanının manyeto-hidrokinamik, viskoz yayılımı ve aktivasyon enerjisinin parabol yüzeyi üzerindeki etkilerini hesaba katarak, 2 boyutlu sabit akışı nümerik olarak incelemişlerdir. Bilal, Saeed, Gul, Rehman, ve Khan, (2021a), uzatılmış bir substrat üzerinde düzgün bir manyetik alanın sonuçları altında Carreau nanoakışkanının ince film akışını ele almışlardır. Bhatti, Zahid, Ali, Sarwar ve Wahab (2021), bir boşluktan geçen viskoelastik Carreau nanosıvısına ait bir matematiksel model önermişlerdir. Newton tipi olmayan akışkanların bir germe silindiri yoluyla ısı transferi analizi üzerine literatürde bazı çalışmalar bulunmaktadır. Bilal, Saeed, Selim, Gul, Ali ve Kumam (2021b), dalgalı olmayan bir emme/enjeksiyon darbesinin eşlik ettiği bir germe silindiri etrafındaki tutarsız sıkıştırılmaz Maxwell nanoakışkan akışını incelemişlerdir. Shafey, Alharbi, Javed, Abbas, ALrafai, Nadeem ve Issakhov (2021) Newton tipi nanoakışkan için doğrusal olmayan bir germe silindiri üzerindeki Brownian ve termoforez hareket etkilerini analiz etmişlerdir. Siddiqui, Batool, Hassan ve Malik (2022) bir gerdirme silindiri boyunca sıkıştırılmaz viskoz Cu-su ve Al₂O₃-su nanoakışkan akışını incelemişlerdir. Li, Waqas, Khaled, Khan, Khan, Naseem ve Chu (2021), gerilmiş bir silindir üzerinde manyetize edilmiş Maxwell nanoakışkanının biyo-konveksiyon akışını araştırmışlardır. Song, Hamid, Sun, Khan ve Chinram (2022), değişken ısı özelliklerinin mevcudiyetinde geçişli bir germe silindiri üzerinde Williamson nanoakışkanın kararsız ve sıkıştırılmaz akışını incelemişlerdir.

Doğal taşınım olarak da adlandırılabilir olan serbest taşınım, akışkan hareketinin herhangi bir dış kaynak tarafından değil, sadece akışkandaki yoğunluk farkı ile oluşturulduğu bir mekanizmadır (Nisar, Mohapatra, Mishra ve Reddy, 2021). Kaldırma kuvvetlerine yol açan yoğunlukta bir değişikliğe neden olduğunda, akışkanda sıcaklık değişiklikleri meydana gelir (Rao, Vidyasagar ve Deekshitulu, 2021). Sıcaklık farklılıklarının karmaşık akış modellerine yol açabileceği bir ortamda sıklıkla meydana gelebilen serbest taşınım olgusu, araştırmacıların yoğun ilgi gösterdiği konular ara-

sında yer almaktadır. Asad, Alam, Rashad ve Sarker (2021), dikey dalgalı kenarlarla sınırlanmış dalgalı bir kanalda doğal taşınım ile ısı transferi üzerinde dalgalanmanın etkisini araştırmışlardır. Neumann, Gamisch ve Gschwander (2021) ısı değiştirici plakalara dayalı bir ısı depolama sistemini ele almışlardır. Behera, Chandrakar ve Senapati (2021), laminar serbest taşınımından kaynaklanan termoakışkan özelliklerini araştırmak için içbükey yarı küresel bir yüzey üzerinde bir nümerik analiz yapmışlardır. Shah, Wakif, Shah, Yook, Salah, Mahsud ve Hussain (2021), su içinde Al₂O₃ nanoparçacıklarının bir karışımını içeren dikey bir silindirde sıkıştırılmaz viskoz bir akışkanın kararsız doğal taşınım akışlarını incelemişlerdir.

Akış karakteristiğinin belirlenmesinde önemli parametreler olan lokal yüzey sürtünmesi (LYS), lokal Nusselt sayısı (LNS) ve lokal Sherwood sayısı (LSS) ile ilgili çalışmalar incelendiğinde, yapılan çalışmaların genel olarak korelasyon türetme ve ısı transfer iyileştirmesi üzerine olduğu görülmektedir. Haeri ve Shrimpton (2013), LNS'nin hesaplanması için önerilecek yüksek kaliteli bir korelasyon elde etmek için düşük ila orta Reynolds sayılarında izotermal dairesel bir silindirden gerçekleşen lokal ısı transferini incelemişlerdir. Gautam ve Saini (2021), yüzeyinde gözenekli küresel şekilli elemanlardan oluşan bir paketlenmiş yataklı depolama sistemi için deneysel araştırma yoluyla elde edilen sonuçları kullanarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için korelasyonların geliştirilmesi üzerine çalışma yapmışlardır. Jayawickrama, Haugen, Babler, Chishty ve Umeki (2021), Stefan akışının momentum üzerindeki etkisini ve parçacık ile akışkan arasındaki Nusselt sayısı varyasyonunu incelemişlerdir. Sulaiman, Hammouti, Climent ve Wachs (2019), seyreltik bir rejimde reaktif partiküller etrafında taşınım ile kütle transferi için bir reaktif Sherwood sayısı modeli önermişlerdir. Pigeonneau, Pereira ve Laplace (2021), sürünen akış rejiminde yükselen bir balonun kütle transferini sayısal olarak araştırmışlardır. Asadollahzadeh, Hemmati, Mostaedi, Shirvani, Ghaemi ve Mohsenzadeh (2017), bir toluen-aseton-su akışkanı kullanılan delikli bir döner disk kontaktörde kütle transfer sürecini incelemişlerdir.

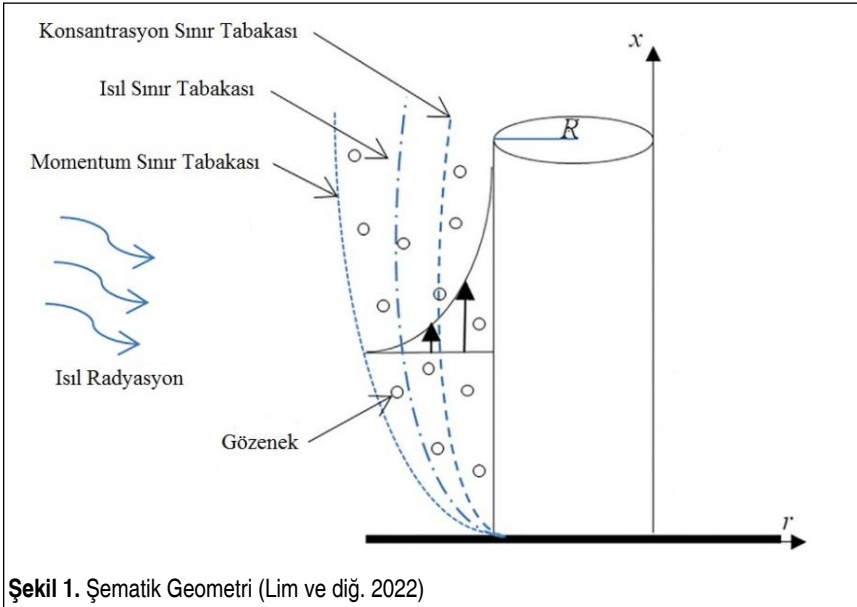
Yapay zeka teknolojilerinin gelişimi, deneysel veriler, istatistiksel sonuçlar, ekonomik veya finansal parametreler gibi verilerin yüksek doğrulukta tahmin edilmesini sağlayan matematiksel araçların geliştirilmesine de yol açmıştır. İnsan beyninin biyolojik yapısının keşfinden sonra beyin sistematığının simülasyonu ile oluşturulan yapay sinir ağları (YSA) sıklıkla kullanılan yapay zeka uygulamalardan biridir. YSA'lar, güçlü eğitim algoritmaları ve öğrenme yetenekleri sayesinde geleneksel matematiksel araçlara kıyasla yüksek performanslı bir mühendislik aracıdır (Çolak, Yıldız, Bayrak ve Tezekici, 2020). Alnaqi, Alsarraf ve Al-Rashed (2021), farklı nanoparçacık şekil ve çaplarına sahip bir nanoakışkan ile doldurulmuş bir iki fazlı parabolik oluklu güneş kolektörünün verimliliği üzerinde merkez dışı kanatlı bir soğurucu tüp kullanmanın etkisini araştırmışlardır. Dahab, Ragab, Elhag ve Khalek (2020) salınlı akış üzerinde kütle transferi ve doğal taşınımın etkisini tahmin etmek için bir çalışma yürütmüşlerdir. Reddi ve diğ. (2016), Runge-Kutta dördüncü derece yöntemi, atış tekniği ve

YSA gibi bazı matematiksel teknikleri kullanarak kimyasal olarak geçirgen bir germe silindiri üzerindeki manyetohidrodinamik sınır tabaka kesme akışının modellenmesi üzerine çalışmışlardır.

Carreau nanoakışkan akışı, germe silindiri üzerindeki akışlar, doğal taşınım, YSA, LYS, LNS ve LSS parametreleri ile ilgili geçmiş çalışmalar, yukarıda detaylı olarak incelenmiştir. Verilen kapsamlı literatür özetinde de görüleceği üzere bahsedilen konuların her biri için farklı çalışmalar olmasına rağmen, Carreau nanoakışkan akışının doğal taşınımında germe silindirine doğru akış özelliklerinin yapay zeka yaklaşımı ile analizine yönelik bir çalışmanın literatürde bulunmadığı görülmektedir. Araştırma sonucunda literatürde bulunan bu boşluk, bu araştırmanın ana motivasyonunu oluşturmuştur. Literatürdeki bu açığı kapatmayı hedefleyen bu çalışma, öncü bir çalışma olarak değerlendirilebilir.

2. MATERYAL VE METODOLOJİ

Bir germe silindiri üzerindeki sıvı akışları, tel kaplama, bakır inceltme, kağıt üretimi, fotoğraf filmleri, çekme teli, metalurji, sıcak haddeme ve ham petrol arıtma gibi birçok endüstriyel üretim sürecinde yer alan faktörler olarak değerlendirilmektedir. Üretilen ürünlerin kalitesi ve üretim maliyeti, ısı ve kütle transfer hızına bağlıdır. Bu nedenle, bir germe silindiri boyunca sınır tabakası akışı, ısı transferi ve kütle transferinin araştırılması büyük ilgi görmüştür. Bu çalışmada kullanılan veriler, Lim ve diğ. (2022) tarafından yapılmış olan, ısıl radyasyon, kimyasal reaksiyon ve doğal taşınım etkisinin incelendiği çalışmadan elde edilmiştir. Lim ve diğ. (2022) tarafından ya-



pılmış olan bu çalışmada, serbest konveksiyonun etkisi ile dikey bir germe silindiri üzerinde gözenekli bir ortamda sıkıştırılmaz bir Carreau sıvı akışını ele alınmıştır. Çalışmanın ana odağı, radyasyonun ve ısı oluşumunun akışındaki ısı transferi üzerindeki etkisinin ve akışındaki kimyasal reaksiyon ile kütle transferinin incelenmesidir. İncelenmiş olan Carreau akışkanın, sabit iki boyutlu ekstenel simetrik bir sınır tabakası olduğu varsayılmıştır. Şekil 1'de gösterildiği gibi, x eksenini dikey silindirin

Tablo 1. Farklı Parametreler için LYS Değerleri (Lim ve diğ. 2022)

We	n	λ	Gr	K	Pr	Rd	Q	E	LYS
0.2	0.5	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-0.9876
0.4	0.5	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-0.9781
0.6	0.5	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-0.9606
0.2	1.2	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-0.9919
0.4	1.2	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-0.9954
0.6	1.2	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-1.0011
0.2	1.4	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-0.9931
0.2	1.6	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-0.9942
0.2	1.2	0.2	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-1.0325
0.2	1.2	0.3	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-1.0726
0.2	1.2	0.1	0	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-1.1387
0.2	1.2	0.1	0.4	0.2	0.7	1	0.2	0.2	-0.8529
0.2	1.2	0.1	0.2	0	0.7	1	0.2	0.2	-0.8882
0.2	1.2	0.1	0.2	0.4	0.7	1	0.2	0.2	-1.0873
0.2	1.2	0.1	0.2	0.2	1	1	0.2	0.2	-0.9946
0.2	1.2	0.1	0.2	0.2	2	1	0.2	0.2	-1.0044
0.2	1.2	0.1	0.2	0.2	0.7	2	0.2	0.2	-0.9890
0.2	1.2	0.1	0.2	0.2	0.7	3	0.2	0.2	-0.9876
0.2	1.2	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.4	0.2	-0.9854
0.2	1.2	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.6	0.2	-0.9781
0.2	1.2	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.4	-0.9913
0.2	1.2	0.1	0.2	0.2	0.7	1	0.2	0.6	-0.9908

**Tablo 2.** Farklı Parametreler için LYS Değerleri (Lim ve diğ. 2022)

Rd	Pr	ϵ	Q	λ	We	n	K	Gr	LNN
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.6591
2	0.7	0.2	0.2	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.9867
3	0.7	0.2	0.2	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-1.3169
1	1	0.2	0.2	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.6863
1	2	0.2	0.2	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.8119
1	0.7	0.4	0.2	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.6437
1	0.7	0.6	0.2	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.6303
1	0.7	0.2	0.4	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.4855
1	0.7	0.2	0.6	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.2930
1	0.7	0.2	0.2	0.2	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.7281
1	0.7	0.2	0.2	0.3	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.7928
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.4	1.2	0.2	0.2	-0.6594
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.6	1.2	0.2	0.2	-0.6599
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.2	1.4	0.2	0.2	-0.6592
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.2	1.6	0.2	0.2	-0.6593
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.2	1.2	0	0.2	-0.6712
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.2	1.2	0.4	0.2	-0.6487
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.2	1.2	0.2	0	-0.6386
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.2	1.2	0.2	0.4	-0.6782
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.2	0.5	0.2	0.2	-0.6587
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.4	0.5	0.2	0.2	-0.6578
1	0.7	0.2	0.2	0.1	0.6	0.5	0.2	0.2	-0.6562

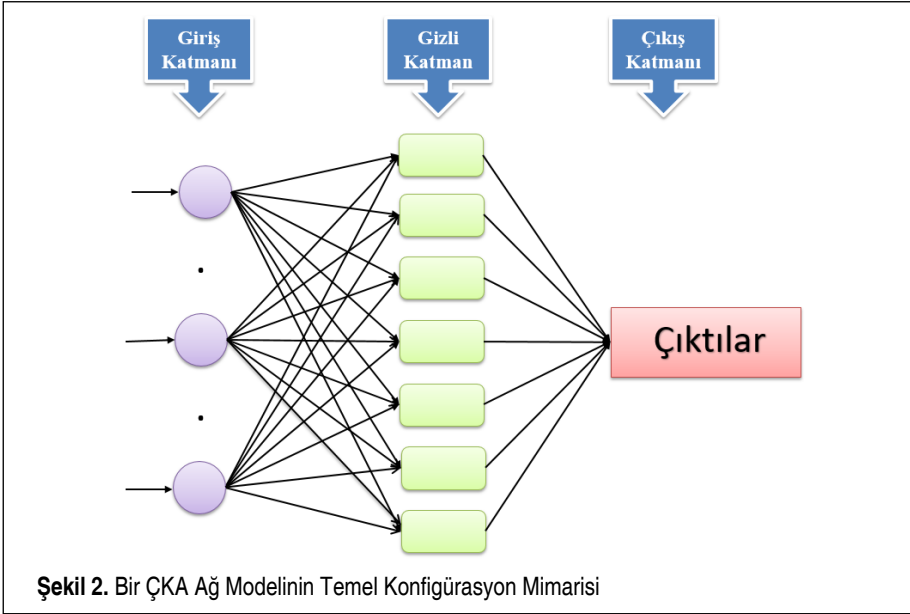
Tablo 3. Farklı Parametreler için LSS Değerleri (Lim ve diğ. 2022)

β	Sc	λ	We	n	K	Gr	LSS
0.2	1	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.7953
0	1	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.6393
0.4	1	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.9244
0.2	1.5	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.9916
0.2	2	0.1	0.2	1.2	0.2	0.2	-1.1612
0.2	1	0.2	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.8365
0.2	1	0.3	0.2	1.2	0.2	0.2	-0.8769
0.2	1	0.1	0.4	1.2	0.2	0.2	-0.7957
0.2	1	0.1	0.6	1.2	0.2	0.2	-0.7963
0.2	1	0.1	0.2	1.4	0.2	0.2	-0.7955
0.2	1	0.1	0.2	1.6	0.2	0.2	-0.7956
0.2	1	0.1	0.2	1.2	0	0.2	-0.8072
0.2	1	0.1	0.2	1.2	0.4	0.2	-0.7849
0.2	1	0.1	0.2	1.2	0.2	0	-0.7747
0.2	1	0.1	0.2	1.2	0.2	0.4	-0.8139
0.2	1	0.1	0.2	0.5	0.2	0.2	-0.7949
0.2	1	0.1	0.4	0.5	0.2	0.2	-0.7939
0.2	1	0.1	0.6	0.5	0.2	0.2	-0.7920

ekseni boyunca ölçülmüş ve r eksenini radyal yönde alınmıştır. Toplam 62 adet veri kullanılarak gerçekleştirilen çalışmada kullanılan veriler Tablo 1-3'te verilmiştir.

3. YSA TASARIMI

Akış özelliklerini belirlemek için analiz edilecek LSF, LNN ve LSN parametrelerini tahmin etmek amacıyla farklı mimarilere sahip üç ayrı YSA modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen YSA modellerinde, yüksek tahmin kapasitesine sahip olduğu rapor edilmiş olan ileri beslemeli geri yayımlı çok katmanlı algılayıcı (ÇKA) ağ modeli kullanılmıştır (Vaferi, Samimi, Pakgozar ve Mowla, 2014; Güzel ve Çolak, 2022; Canakci, Ozsahin ve Varol, 2012; Vaferi, Eslamloueyan ve Ayatollahi, 2011). Üç temel katmandan oluşan ÇKA ağların giriş katmanında giriş parametreleri tanımlanır. Girdi katma-



nına doğrudan bağlanan bir sonraki katman gizli katmandır ve her ÇKA ağında en az bir gizli katman yer almaktadır. Gizli katman, nöron adı verilen bir hesaplama elemanı içerir (Ahmadloo ve Azizi, 2016). Nöronlar, YSA modellerindeki kritik parametrelerden bir tanesidir. Gizli katmandan sonraki katman çıktı katmanıdır, ve çıktı katmanında tahmin değerleri elde edilmektedir. ÇKA modellerinde, giriş katmanında sisteme tanımlanan veriler, kendisinden bir sonraki katmandan başlayarak ileri doğru beslenir. Çıktı katmanında elde edilen tahmin değerleri ile hedef değerler arasındaki farklar hesaplanır ve aradaki farkın azaltılması amacıyla tekrar girdi katmanına geri gönderilir. Bir ÇKA ağ modelinin temel konfigürasyon mimarisi Şekil 2'de gösterilmiştir.

Verilerin gruplandırılması, gizli katmandaki nöron sayısı ve eğitim algoritmasının seçimi gibi parametrelerin belirlenmesi YSA modellerinin geliştirilmesindeki zorluklardan bazılarıdır. Söz konusu parametreleri belirlemek için kullanılan sabit modellerin veya teorilerin olmaması bu zorluğun nedeni olarak düşünülebilir (Çolak, 2021a). YSA modelinde kullanılan veri setinin ideal bir şekilde düzenlenmesi önemlidir. Fazla sayıda veri seti, modelin aşırı öğrenmesi ve ezberlemesi gibi sorunlara neden olurken, yetersiz veri, modelin eğitiminin ideal olmamasına ve tahmin performansının düşük olmasına neden olabilir (Çolak, 2021b). Gizli katman sayısının belirlenmesi ve eğitim algoritması için de bu durum geçerlidir. Bu nedenle, farklı parametrelerle geliştirilmiş olan YSA modellerinin performans analizi yapılmış ve en yüksek performans değerine sahip olan model belirlenmiştir. Performans analizi yapılırken öncelikle YSA modelinin çıktıları ile hedef değerler karşılaştırılmış ve en ideal uyumun sağlandığı

model seçilmiştir. Ayrıca performans parametreleri olarak korelasyon katsayısı (R), Ortalama Kare Hata (OKH) ve Sapma Oranı (SO) parametreleri belirlenmiş ve hesaplanan performans parametreleri de incelenmiştir. Performans analizleri sonucunda, tahmin performansı en yüksek olarak bulunan YSA modelleri seçilmiş ve çalışmada kullanılmıştır. Performans parametrelerinin hesaplanmasında kullanılan korelasyonlar aşağıda verilmiştir (Öcal, Gökçek, Çolak ve Korkanç, 2021).

$$OKH = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (X_{hdf(i)} - X_{YSA(i)})^2 \quad (1)$$

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^N (X_{hdf(i)} - X_{YSA(i)})^2}{\sum_{i=1}^N (X_{hdf(i)})^2}} \quad (2)$$

$$SO (\%) = \left[\frac{X_{hdf} - X_{YSA}}{X_{hdf}} \right] \times 100 \quad (3)$$

Gizli katmanlarda 10 nöron ile geliştirilen YSA modellerinde eğitim algoritması olarak Bayesian Düzenleştirme algoritması kullanılmıştır. YSA modelinde kullanılan veri setinin gruplandırılmasında, literatürden elde edilmiş metodoloji kullanılmıştır. YSA modelinin geliştirilmesinde, MATLAB yazılımı kullanılmıştır. Veri setinin %75'i modelin eğitimi için, %25'i ise test aşaması için ayrılmıştır. Her bir YSA modelinin girdi, çıktı, nöron sayısı ve veri miktarı bilgileri Tablo 4'te verilmiştir.

ÇKA ağ modellerinin gizli katmanında transfer fonksiyonu olarak Tan-Sig fonksiyonu, çıkış katmanında ise Purelin fonksiyonu kullanılmıştır. Kullanılan transfer fonksiyonları aşağıda verilmiştir (Vafaei, Afrand, Sina, Kalbasi, Sourani ve Teimouri, 2017; Akhgar, Toghraie, Sina ve Afrand, 2019).

Tablo 4. YSA Modeline Ait Dizayn Parametreleri

Çıktı	Girdi Parametreleri									Nöron Sayısı	Veri Seti
	We	n	λ	Gr	K	Pr	Rd	Q	ϵ		
LYS	We	n	λ	Gr	K	Pr	Rd	Q	ϵ	10	22
LNS	Rd	Pr	ϵ	Q	λ	We	n	K	Gr	10	22
LSS	β	Sc	λ	We	n	K	Gr			10	18

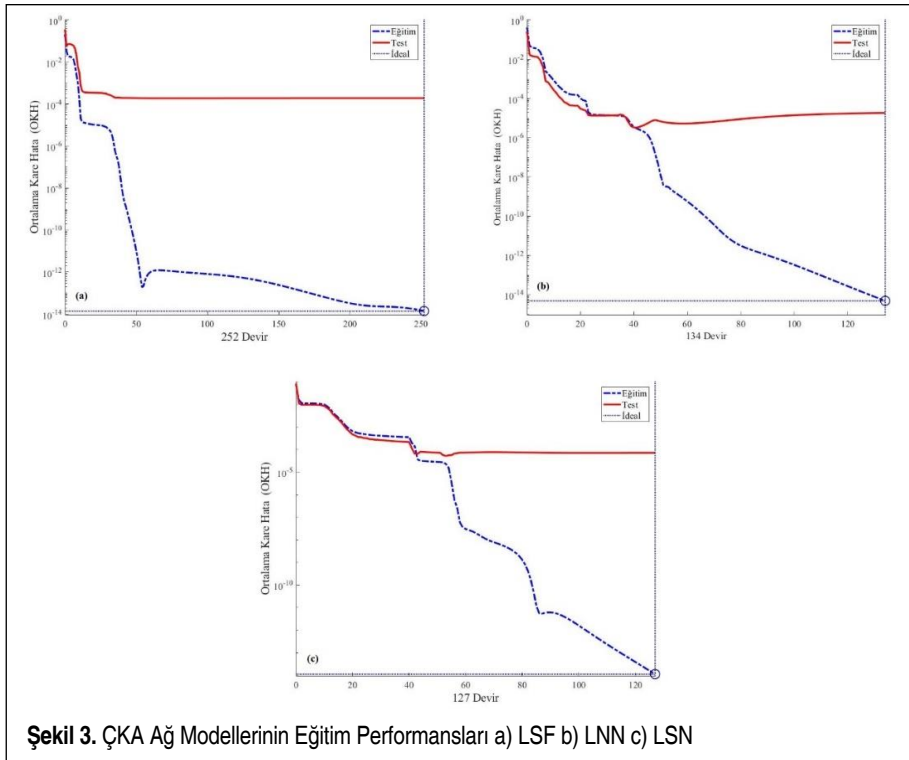
$$f(x) = \frac{1}{1 + \exp(-x)} \quad (4)$$

$$\text{Purelin}(x) = x \quad (5)$$

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

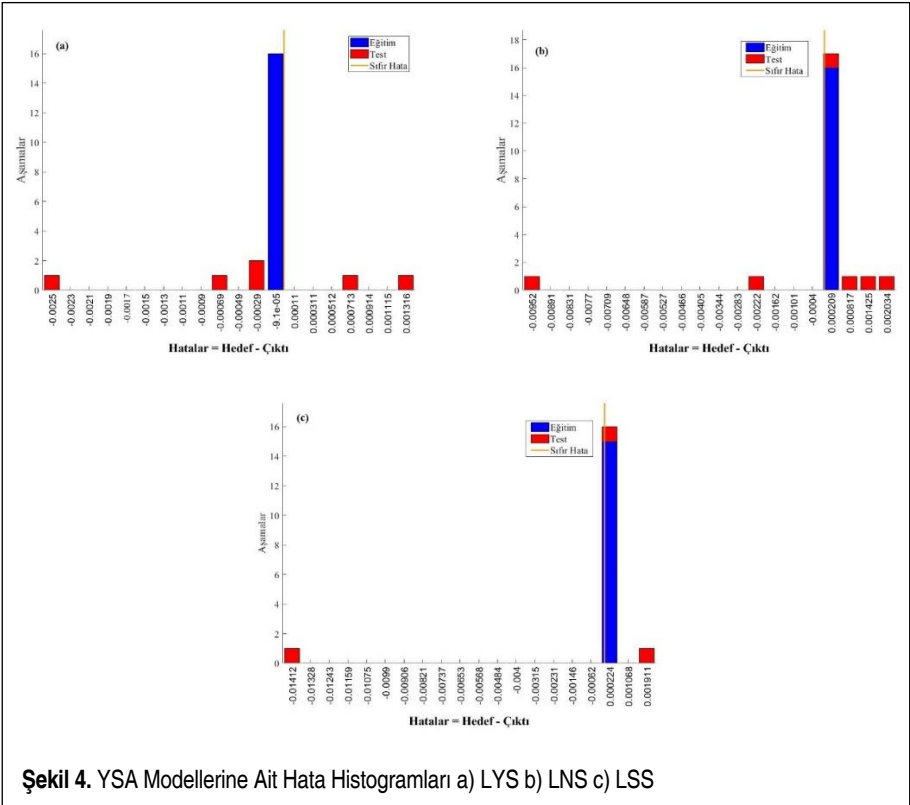
Geliştirilen YSA modellerinin performans analizi üç aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada modellerin eğitim aşamalarının performansları incelenmiş ve eğitim aşamasının ideal bir şekilde tamamlanması hedeflenmiştir. Bir sonraki adımda YSA modellerinden elde edilen çıktılar hedef verilerle karşılaştırılmış ve bu şekilde modellerden elde edilmiş olan tahmin değerlerinin hedef değerlerle uygunluğu incelenmiş ve grafiklerle sunulmuştur. Son aşamada ise modellerin hata oranları detaylı olarak incelenmiştir.

ÇKA ağ modellerinin giriş katmanında tanımlanan giriş parametreleri, doğrudan ileri katmanlara beslenir ve son katman olan çıkış katmanında tahmin değerleri elde edilir. Tahmin değerleri ile hedef değerler arasındaki farkı en aza indirmek için çıkış kat-



manından giriş katmanına bir geri yayılım gerçekleştirilir. Bu döngü, çıktı değerleri ve hedef veriler arasındaki fark değeri en aza indirilene ve en yüksek doğrulama performansına ulaşılan kadar devam eder. Bu aşamada OKH değerlerinin aldığı sayısal değerlerin incelenmesi önemlidir. OKH değerlerinin sıfıra yakınlığı, ÇKA ağ modelinin eğitim aşamasından elde edilen hataların düşük olduğunun bir göstergesidir. Şekil 3'de verilen grafikler incelendiğinde eğitim aşamasının başında yüksek olan OKH değerlerinin ilerleyen aşamalarla birlikte azaldığı görülmektedir. OKH değerlerinin en düşük değerlere ulaşması ve veri setinin her iki bölümünün en iyi doğrulama çizgisi ile kesişmesi ile hata değeri en aza indirilir ve eğitim aşaması sonlandırılır. Grafiklerden elde edilen bulgular, ÇKA ağ modellerinin eğitim aşamalarının ideal olarak tamamlandığını göstermektedir.

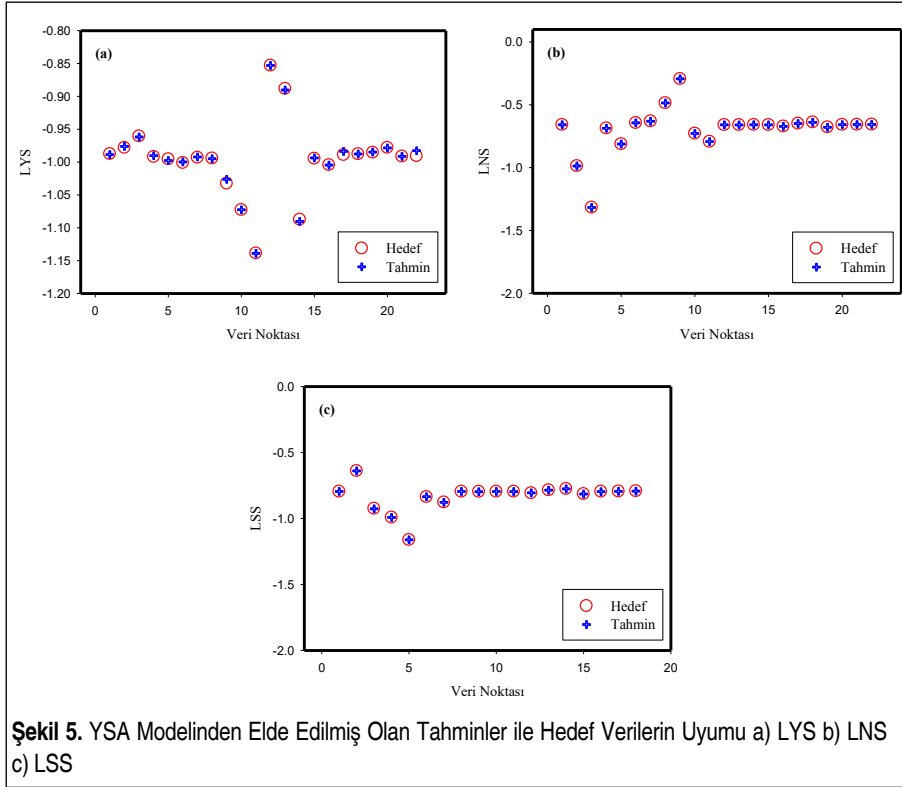
YSA modellerinin eğitim performansının analizinde hata histogramları önemli bir yere sahiptir. Hata histogramları, her bir veri seti için hedef değerler ile YSA çıktıları arasındaki farkları göstermektedir. Şekil 4'te gösterilen hata histogramları incelendiğinde, hata değerlerinin sarı çizgi ile gösterilen sıfır hata çizgisinin yakınında yoğunlaştığı görülmektedir. Ayrıca, farkların sayısal değerlerinin de oldukça düşük

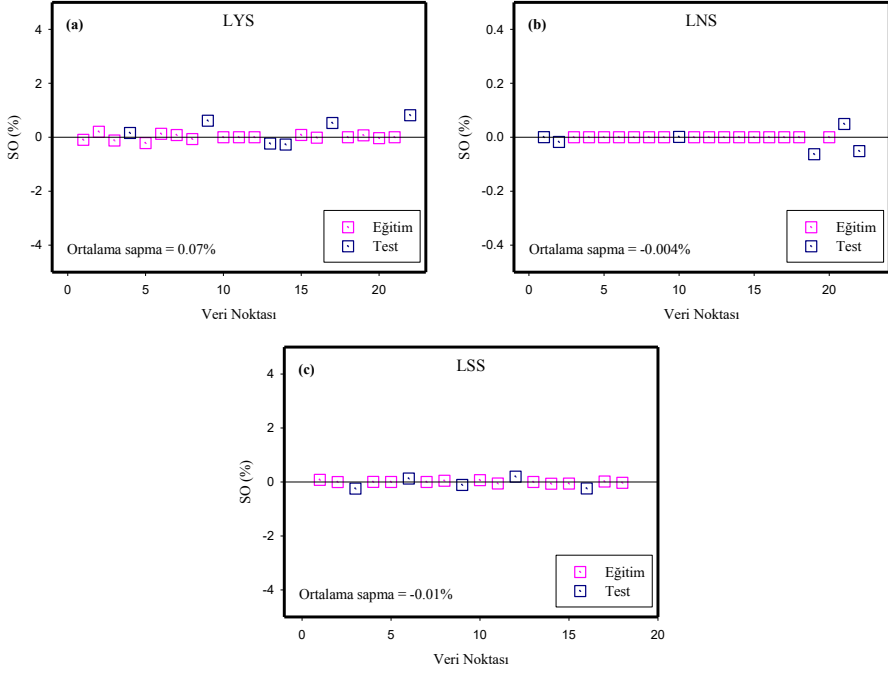


olduğunu grafiklerden görülmektedir. Hata histogramlarından elde edilen bu bulgular, geliştirilen YSA modellerinin eğitim aşamalarının çok düşük hata değerleri ile tamamlandığının bir göstergesidir.

Şekil 5'de, her bir veri noktası için YSA modelinden elde edilmiş olan çıktılar ve hedef veriler gösterilmektedir. Buradaki amaç, tahmin edilen değerlerin hedef verilerle uyumluluğunun net bir şekilde anlaşılmasını sağlamaktır. Grafiklere dikkat edildiğinde YSA modelinden elde edilen çıktıları ifade eden veri noktaları ile hedef değerlere ait veri noktalarının genel olarak örtüştüğü görülmektedir. Her iki veri noktasının bu şekilde konumlanmış olması, YSA modelinden elde edilen çıktılar ile hedef değerler arasındaki mükemmel uyumu açıkça göstermektedir. Grafiklerden elde edilen bu bulgular, geliştirilen YSA modelinin yüksek doğrulukla tahmin yapabildiğini göstermektedir.

YSA modellerinin tahmin performansının analizinde modellerin sapma oranlarının incelenmesi önemlidir. Sapma oranları, YSA modelinden elde edilen çıktılar ile hedef veriler arasındaki sapma oranlarını temsil eder. Şekil 6, denklem (3) kullanılarak her bir veri noktası için hesaplanan SO değerlerini göstermektedir. Grafiklerdeki veri



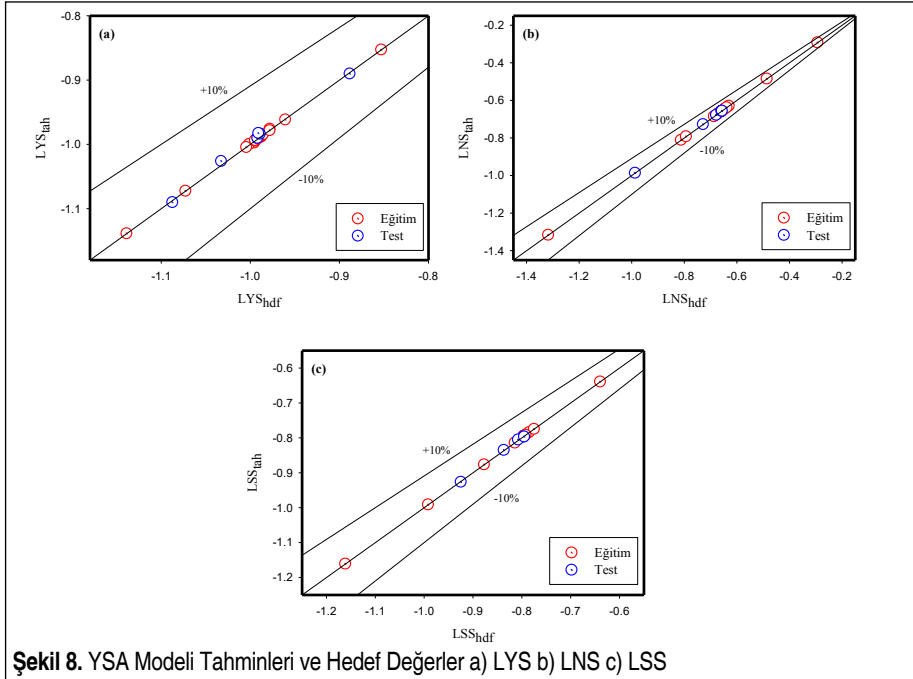
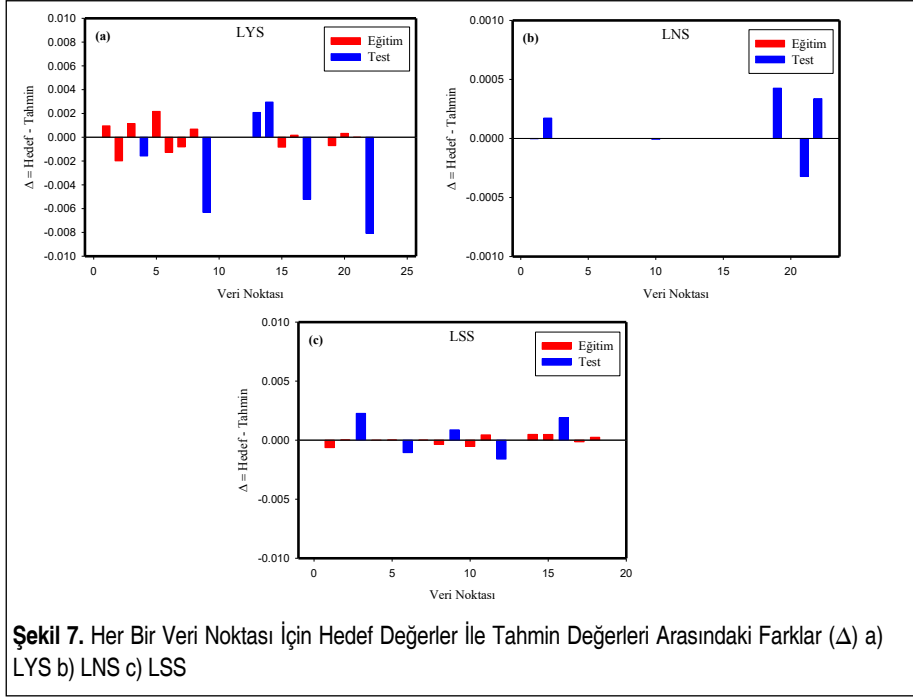


Şekil 6. Her Bir Veri Noktası İçin Hesaplanmış Olan SO Değerleri a) LYS b) LNS c) LSS

noktalarının konumları dikkate alındığında genellikle sıfır hata çizgisine yakın olarak konumlandığı görülmektedir. Hesaplanan veri noktalarının sıfır hata çizgisine yakınlığı, tahmin verisi ile hedef veri arasındaki düşük sapma ile doğru orantılıdır. Grafiklerden elde edilen bu veriler, geliştirilen YSA modellerinin düşük sapma oranları ile tahminler yapabildiğini göstermektedir.

YSA modellerinin tahmin hatalarını daha detaylı incelemek için, veri setinin her bir noktası için hedef veriler ile tahmin değerleri arasındaki fark değerleri (Δ) hesaplanmış ve Şekil 7'de gösterilmiştir. Eğitim ve test veri seti için hesaplanan fark değerleri incelendiğinde genel olarak çok düşük sayısal değerlere sahip oldukları görülmektedir. Genel olarak eğitim veri seti için hesaplanan fark değerlerinin test veri seti için hesaplanan değerlerden daha düşük olduğuna dikkat edilmelidir. Bunun nedeni, test için gruplandırılmış veri setinin, eğitim veri setinden sayıca daha düşük olmasıdır. Test veri seti için fark değerleri, eğitim veri setinden daha yüksek olmasına rağmen sayısal olarak incelendiğinde çok düşük olduğu açıkça görülmektedir. Şekil 7'den elde edilen sonuçlar, tasarlanan ÇKA ağ modellerinin, çok düşük hata değerleriyle ve ideal olarak geliştirildiğini doğrulamaktadır.

Şekil 8'deki grafiklerin x eksenini hedef verileri içerirken, y eksenini hedef değerleri içer-



mektedir ve grafiklerin her iki ekseni de aynı aralıktadır. Grafiklerdeki veri noktaları incelendiğinde, verilerin genellikle sıfır hata doğrusu üzerinde yer aldıkları görülmektedir. Bununla birlikte, veri noktalarının da $\pm\%10$ hata bandında olduğuna dikkat edilmelidir. Grafiklerden elde edilen bulgular, YSA çıktılarının hedef değerlerle iyi bir uyum içinde olduğunun bir başka kanıtıdır.

Geliştirilen YSA modellerine ait nümerik detaylar Tablo 5-7'de verilmiştir. Tablolarda hedef veriler, YSA çıktıları, kullanılan her bir verinin grubu, SO değerleri, hedef ve tahmin değerleri arasındaki farklar (Δ) ve OKH değerleri verilmiştir. Tablo 5-7 ince-

Tablo 5. YSA Modeline Ait Sonuçlar (LYS)

Hedef	Tahmin	Grup	SO (%)	Δ	OKH
-0.9876	-0.9886	Eğitim	-0.097307	9.61E-04	9.61E-05
-0.9781	-0.9761	Eğitim	0.202904	-1.98E-03	-1.98E-05
-0.9606	-0.9617	Eğitim	-0.119982	1.15E-03	1.15E-05
-0.9919	-0.9903	Test	0.158994	-1.58E-03	-1.58E-05
-0.9954	-0.9976	Eğitim	-0.218181	2.17E-03	2.17E-05
-1.0011	-0.9998	Eğitim	0.127286	-1.27E-03	-1.27E-05
-0.9931	-0.9922	Eğitim	0.081658	-8.11E-04	-8.11E-06
-0.9942	-0.9949	Eğitim	-0.069073	6.87E-04	6.87E-05
-1.0325	-1.0262	Test	0.611452	-6.31E-03	-1.03E-05
-1.0726	-1.0726	Eğitim	0.000018	-1.96E-07	-1.96E-07
-1.1387	-1.1387	Eğitim	-0.000069	7.86E-07	7.86E-07
-0.8529	-0.8529	Eğitim	-0.000105	8.97E-07	8.97E-07
-0.8882	-0.8903	Test	-0.234518	2.08E-03	1.02E-05
-1.0873	-1.0903	Test	-0.271950	2.96E-03	-9.70E-05
-0.9946	-0.9937	Eğitim	0.084209	-8.38E-04	-8.38E-05
-1.0044	-1.0046	Eğitim	-0.017432	1.75E-04	1.75E-05
-0.9890	-0.9838	Test	0.527931	-5.22E-03	-5.22E-05
-0.9876	-0.9876	Eğitim	0.000020	-1.94E-07	-1.94E-07
-0.9854	-0.9847	Eğitim	0.071716	-7.07E-04	-7.07E-05
-0.9781	-0.9785	Eğitim	-0.033474	3.27E-04	3.27E-05
-0.9913	-0.9913	Eğitim	0.000416	-4.13E-06	-4.13E-06
-0.9908	-0.9827	Test	0.814989	-8.07E-03	1.19E-05

**Tablo 6.** YSA Modeline Ait Sonuçlar (LNS)

Hedef	Tahmin	Grup	SO (%)	Δ	OKH
-0.6591	-0.6591	Test	0.000413	-2.72E-06	-2.72E-06
-0.9867	-0.9869	Test	-0.017518	1.73E-04	-9.83E-03
-1.3169	-1.3169	Eğitim	-0.000014	1.90E-07	1.90E-07
-0.6863	-0.6863	Eğitim	0.000004	-2.76E-08	-2.76E-08
-0.8119	-0.8119	Eğitim	0.000007	-5.80E-08	-5.80E-08
-0.6437	-0.6437	Eğitim	0.000006	-3.69E-08	-3.69E-08
-0.6303	-0.6303	Eğitim	0.000010	-6.47E-08	-6.47E-08
-0.4855	-0.4855	Eğitim	0.000014	-6.60E-08	-6.60E-08
-0.2930	-0.2930	Eğitim	0.000017	-4.89E-08	-4.89E-08
-0.7281	-0.7281	Test	0.000995	-7.25E-06	-2.31E-03
-0.7928	-0.7928	Eğitim	0.000006	-5.07E-08	-5.07E-08
-0.6594	-0.6594	Eğitim	0.000005	-3.13E-08	-3.13E-08
-0.6599	-0.6599	Eğitim	0.000010	-6.32E-08	-6.32E-08
-0.6592	-0.6592	Eğitim	0.000010	-6.35E-08	-6.35E-08
-0.6593	-0.6593	Eğitim	0.000006	-3.95E-08	-3.95E-08
-0.6712	-0.6712	Eğitim	0.000008	-5.08E-08	-5.08E-08
-0.6487	-0.6487	Eğitim	0.000008	-5.46E-08	-5.46E-08
-0.6386	-0.6386	Eğitim	0.000008	-5.32E-08	-5.32E-08
-0.6782	-0.6786	Test	-0.062843	4.26E-04	1.43E-03
-0.6587	-0.6587	Eğitim	0.000009	-5.64E-08	-5.64E-08
-0.6578	-0.6575	Test	0.049007	-3.22E-04	6.78E-04
-0.6562	-0.6565	Test	-0.051473	3.38E-04	2.34E-03

Tablo 7. YSA Modeline Ait Sonuçlar (LSS)

Hedef	Tahmin	Grup	SO (%)	Δ	OKH
-0.7953	-0.7947	Eğitim	0.0796	-6.33E-04	-6.33E-04
-0.6393	-0.6393	Eğitim	-0.0014	9.23E-06	9.23E-06
-0.9244	-0.9267	Test	-0.2453	2.27E-03	4.23E-02
-0.9916	-0.9916	Eğitim	0.0023	-2.31E-05	-2.31E-05
-1.1612	-1.1612	Eğitim	-0.0006	6.48E-06	6.48E-06
-0.8365	-0.8354	Test	0.1263	-1.06E-03	-1.06E-03
-0.8769	-0.8769	Eğitim	0.0003	-2.88E-06	-2.88E-06
-0.7957	-0.7954	Eğitim	0.0457	-3.63E-04	-3.63E-04
-0.7963	-0.7972	Test	-0.1101	8.77E-04	5.68E-03
-0.7955	-0.7949	Eğitim	0.0672	-5.35E-04	-5.35E-04
-0.7956	-0.7960	Eğitim	-0.0571	4.54E-04	4.54E-04
-0.8072	-0.8056	Test	0.1989	-1.61E-03	-2.61E-03
-0.7849	-0.7849	Eğitim	-0.0001	5.00E-07	5.00E-07
-0.7747	-0.7752	Eğitim	-0.0637	4.94E-04	4.94E-04
-0.8139	-0.8144	Eğitim	-0.0595	4.84E-04	4.84E-04
-0.7949	-0.7968	Test	-0.2387	1.90E-03	4.15E-03
-0.7939	-0.7937	Eğitim	0.0180	-1.43E-04	-1.43E-04
-0.7920	-0.7922	Eğitim	-0.0315	2.50E-04	2.50E-04

Tablo 8. YSA Modeline Ait Performans Parametreleri

Çıktı	OKH	R	SO (%)		
			Minimum	Maksimum	Ortalama
LYS	4.68E-06	0.99984	0.00002	0.81	0.07
LNS	-3.50E-04	0.99993	0.000004	-0.06	-0.004
LSS	2.69E-03	0.99603	-0.00006	-0.24	-0.01



lendiğinde her bir veri için YSA modelinin çıktılarının hedef değerlere yakın olduğu görülmektedir. Tablolarda, SO , Δ ve OKH değerlerinin çok düşük olduğu görülmektedir. Her bir YSA modelinin performans parametreleri de Tablo 8'de sunulmuştur. Tablolardan elde edilen sayısal veriler, her bir YSA modelinin ideal olarak eğitildiğini, yüksek doğrulukta ve çok düşük hata oranlarıyla tahmin yapabildiğini göstermektedir.

5. SONUÇ

Newton tipi olmayan bir akışkan modeli olan Carreau akışkanı, kimya mühendisliği ve polimerik süspansiyonlarda önemli bir işleve sahiptir. Boyaların, farmasötik kimyasalların, polimer sıvıların, Polivinil Klorür ve Polietilenin özellikleri Carreau sıvı modeli ile açıklanabilir. Bu çalışmada, Carreau akışkan akışının kimyasal reaksiyon etkisi altında gözenekli bir ortamda dikey gerdirme silindiri boyunca serbest taşınımındaki akış karakteristiği yapay zeka yaklaşımı ile analiz edilmiştir. Akış karakteristiği ve ısı transferi analizi amacıyla LYS, LNS ve LSS parametreleri ele alınmıştır. İncelenen akış parametrelerini tahmin etmek için üç farklı YSA modeli geliştirilmiştir. ÇKA ağ modelinin kullanıldığı YSA'ların gizli katmanında 10 adet nöron bulunmaktadır. Bayesian Düzenleme eğitimi algoritması ile tasarlanan YSA modellerinden elde edilen çıktılar, hedef verilerle karşılaştırılmıştır. Ayrıca performans parametreleri hesaplanarak YSA modellerinin tahmin doğruluğu detaylı olarak incelenmiş, sonuçlar grafik ve tablolarla sunulmuştur. Her üç YSA modeli için R değerleri 0.99 olarak elde edilirken modellerin ortalama hata oranları %0.07'nin altında kalmıştır. Çalışma bulguları, geliştirilen YSA'ların yüksek doğrulukla tahminler yapabildiğini göstermiştir. Bununla birlikte, YSA'ların, Carreau akışkan akışının doğal taşınımındaki akış karakteristiğini, gözenekli bir ortamda, kimyasal reaksiyon etkisi altında analiz etmek için kullanılacak ideal bir yapay zeka aracı olduğu da görülmüştür.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada kullanılan veri seti, Lim ve diğ. (2022) tarafından yapılmış olan çalışmadan elde edilmiştir. Yazar, katkılarından dolayı Lim ve diğ. (2022)'ne teşekkür eder.

SİMGELER/KISALTMALAR

ÇKA	Çok katmanlı algılayıcı
LNS	Lokal Nusselt sayısı
LSS	Lokal Sherwood sayısı
LYS	Lokal yüzey sürtünmesi
OKH	Ortalama kare hatası
R	Korelasyon katsayısı



SO	Sapma Oranı
YSA	Yapay sinir ağı
Yunan Alfabeti	
Δ	Fark
Alt indisler	
hdf	Hedef
tah	Tahmin

KAYNAKÇA

- Afzal, S., Siddique, I., Jarad, F., Ali, R., Abdal, S. & Hussain, S. (2021). Significance of double diffusion for unsteady Carreau micropolar nanofluid transportation across an extending sheet with thermo-radiation and uniform heat source, *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 101397.
- Ahmadloo, E. & Azizi, S. (2016). Prediction of thermal conductivity of various nanofluids using artificial neural network, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 74, 69–75.
- Akbar, N.S. & Nadeem, S. (2014). Carreau fluid model for blood flow through a tapered artery with a stenosis, *Eng. Phys. Math.*, 5, 1307–1316.
- Akhgar, A., Toghraie, D., Sina, N. & Afrand, M. (2019). Developing dissimilar artificial neural networks (ANNs) to prediction the thermal conductivity of MWCNT-TiO₂/Water-ethylene glycol hybrid nanofluid, *Powder Technology* 355, 602–610.
- Alnaqi, A.A., Alsarraf, J. & Al-Rashed, A.A.A.A. (2021). Effect of off-center finned absorber tube and nanoparticle shape on the performance of two-fluid parabolic solar collector containing nanofluid: An application of artificial neural network, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 48, 101668.
- Asad, F.A., Alam, N., Rashad, A.M. & Sarker, M.A. (2021). Impact of undulation on magneto-free convective heat transport in an enclosure having vertical wavy sides, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 127, 105579.
- Asadollahzadeh, M., Hemmati, A., Mostaeidi, M.T., Shirvani, M., Ghaemi, A. & Mohsenzadeh, Z.S. (2017). Use of axial dispersion model for determination of Sherwood number and mass transfer coefficients in a perforated rotating disc contactor, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 25, 53–61.
- Ayub, S., Zahir, H. & Tanveer, A. (2022). Mixed convection and non-linear thermal radiative analysis for Carreau-Yasuda nanofluid in an endoscope, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 138, 106371.
- Behera, B.R., Chandrakar, V. & Senapati, J.R. (2021). Free convection heat transfer from a concave hemispherical surface: A numerical exercise, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 125, 105324.



- Bhatti, S., Zahid, M., Ali, R., Sarwar, A. & Wahab, H.A. (2021). Blade coating analysis of a viscoelastic Carreau fluid using Adomian decomposition method, *Mathematics and Computers in Simulation*, 190, 659–677.
- Bilal, M., Saeed, A., Gul, T., Rehman, M. & Khan, A. (2021a). Thin-film flow of Carreau fluid over a stretching surface including the couple stress and uniform magnetic field, *Partial Differential Equations in Applied Mathematics* 4, 100162.
- Bilal, M., Saeed, A., Selim, M.M., Gul, T., Ali, I. & Kumam, P. (2021b). Comparative numerical analysis of Maxwell's time-dependent thermo-diffusive flow through a stretching cylinder, *Case Studies in Thermal Engineering*, 27, 101301.
- Canakci, A., Ozsahin, S., & Varol, T. (2012). Modeling the influence of a process control agent on the properties of metal matrix composite powders using artificial neural networks, *Powder Technol.*, 228, 26–35.
- Carreau, P.J. (1972). Rheological equations from molecular network theories. *Trans. Soc. Rheol.*, 16, 99127.
- Çolak, A.B. (2021a). Experimental analysis with specific heat of water based zirconium oxide nanofluid on the effect of training algorithm on predictive performance of artificial neural network, *Heat Transfer Research*, 52(7), 67 – 93.
- Çolak, A.B. (2021b). An experimental study on the comparative analysis of the effect of the number of data on the error rates of artificial neural networks, *International Journal of Energy Research*, 45(1), 478 – 500.
- Çolak, A.B., Yıldız, O., Bayrak, M. & Tezekici, B.S. (2020). Experimental study for predicting the specific heat of water based Cu-Al₂O₃ hybrid nanofluid using artificial neural network and proposing new correlation, *International Journal of Energy Research*, 44(9), 7198-7215.
- Dahab, S.M.A., Ragab, M., Elhag, A.A. & Khalek, S.A. (2020). Free convection effect on oscillatory flow using artificial neural networks and statistical techniques, *Alexandria Engineering Journal*, 59, 3599–3608.
- Gautam, A. & Saini, R.P. (2021). Development of correlations for Nusselt number and friction factor of packed bed solar thermal energy storage system having spheres with pores as packing elements, *Journal of Energy Storage*, 36, 102362.
- Güzel, T. & Çolak, A.B. (2022) Investigation of the usability of machine learning algorithms in determining the specific electrical parameters of Schottky diodes, *Materials Today Communications*, 33, 104175.
- Haeri, S. & Shrimpton, J.S. (2013). A correlation for the calculation of the local Nusselt number around circular cylinders in the range $10 \leq Re \leq 250$ and $0.1 \leq Pr \leq 40$, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 59, 219–229.
- Jayawickrama, T.R., Haugen, N.E.L., Babler, M.U., Chishty, M.A. & Umeki, K. (2021). The effect of Stefan flow on Nusselt number and drag coefficient of spherical particles in non-isothermal gas flow, *International Journal of Multiphase Flow*, 140, 103650.



- Li, Y.X., Waqas, H., Khaled, K.A., Khan, S.A., Khan, M.I., Khan, S.U., Naseem, R. & Chu, Y.M. (2021). Simultaneous features of Wu's slip, nonlinear thermal radiation and activation energy in unsteady bio-convective flow of Maxwell nanofluid configured by a stretching cylinder, *Chinese Journal of Physics*, 73, 462–478.
- Lim, Y.J., Shafie, S., Isa, S.M., Rawi, N.A. & Mohamad, A.Q. (2022). Impact of chemical reaction, thermal radiation and porosity on free convection Carreau fluid flow towards a stretching cylinder, *Alexandria Engineering Journal*, 61, 4701-4717.
- Nadeem, S., Riaz, A., Akbar, N.S. & Ellahi, R. (2013). Series solution of unsteady peristaltic flow of a Carreau fluid in eccentric cylinders, *Ain Shams Eng. J.*, 5, 293-304.
- Neumann, H., Gamisch, S. & Gschwander, S. (2021). Comparison of RC-model and FEM-model for a PCM-plate storage including free convection, *Applied Thermal Engineering*, 196, 117232.
- Nisar, K.S., Mohapatra, R., Mishra, S.R. & Reddy, M.G. (2021). Semi-analytical solution of MHD free convective Jeffrey fluid flow in the presence of heat source and chemical reaction, *Ain Shams Engineering Journal*, 12, 837–845.
- Öcal, S., Gökçek, M., Çolak, A.B. & Korkaç, M. (2021). A comprehensive and comparative experimental analysis on thermal conductivity of TiO₂-CaCO₃/Water hybrid nanofluid: Proposing new correlation and artificial neural network optimization, *Heat Transfer Research*, 52(17), 55–79.
- Pigeonneau, F., Pereira, L. & Laplace, A. (2021). Mass transfer around a rising bubble in a glass-forming liquid involving oxidation-reduction reaction: Numerical computation of the Sherwood number, *Chemical Engineering Science*, 232, 116382.
- Rao, S.R., Vidyasagar, G. & Deekshitulu, G.V.S.R. (2021). Unsteady MHD free convection Casson fluid flow past an exponentially accelerated infinite vertical porous plate through porous medium in the presence of radiation absorption with heat generation/absorption, *Materials Today: Proceedings*, 42, 1608–1616.
- Salahuddin, T., Awais, M. & Xia, W.F. (2021a). Variable thermo-physical characteristics of Carreau fluid flow by means of stretchable paraboloid surface with activation energy and heat generation, *Case Studies in Thermal Engineering*, 25, 100971.
- Salahuddin, T., Awais, M. & Salleh, Z. (2021b). A flow study of Carreau fluid near the boundary layer region of paraboloid surface with viscous dissipation and variable fluid properties, *Journal of Materials Research and Technology*, 14, 901-909.
- Shafey, A.M.E., Alharbi, F.M., Javed, A., Abbas, N., ALrafai, H.A., Nadeem, S. & Issakhov, A. (2021). Theoretical analysis of Brownian and thermophoresis motion effects for Newtonian fluid flow over nonlinear stretching cylinder, *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 101369.
- Shah, N.A., Wakif, A., Shah, R., Yook, S., Salah, B., Mahsud, Y. & Hussain, K. (2021). Effects of fractional derivative and heat source/sink on MHD free convection flow of nanofluids in a vertical cylinder: A generalized Fourier's law model, *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 101518.



- Shahid, A., Bhatti, M.M., Ellahi, R. & Mekheimer, Kh.S. (2022). Numerical experiment to examine activation energy and bi-convection Carreau nanofluid flow on an upper paraboloid porous surface: Application in solar energy, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 52, 102029.
- Siddiqui, B.K., Batool, S., Hassan, Q.M. & Malik, M.Y. (2022). Repercussions of homogeneous and heterogeneous reactions of 3D flow of Cu-water and AL₂O₃-water nanofluid and entropy generation estimation along stretching cylinder, *Ain Shams Engineering Journal*, 13, 101493.
- Song, Y.Q., Hamid, A., Sun, T.C., Khan, M.I. & Chinram, R. (2022). Unsteady mixed convection flow of magnetoWilliamson nanofluid due to stretched cylinder with significant non-uniform heat source/sink features, *Alexandria Engineering Journal*, 61, 195–206.
- Sulaiman, M., Hammouti, A., Climent, E. & Wachs, A. (2019). Coupling the fictitious domain and sharp interface methods for the simulation of convective mass transfer around reactive particles: Towards a reactive Sherwood number correlation for dilute systems, *Chemical Engineering Science*, 198, 334–351.
- Sun, J., Guo, L., Jing, J., Tang, C., Lu, Y., Fu, J., Ullmann, A. & Brauner, N. (2021). Investigation on laminar pipe flow of a non-Newtonian Carreau-Extended fluid, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 205, 108915.
- Vafaei, M., Afrand, M., Sina, N., Kalbasi, R., Sourani, F. & Teimouri, H. (2017). Evaluation of thermal conductivity of MgO-MWCNTs/EG hybrid nanofluids based on experimental data by selecting optimal artificial neural networks, *Physica E*, 85, 90–96.
- Vaferi, B., Eslamloueyan, R. & Ayatollahi, S. (2011). Automatic recognition of oil reservoir models from well testing data by using multi-layer perceptron networks, *J. Petrol. Sci. Eng.*, 77, 254–262.
- Vaferi, B., Samimi, F., Pakgozar, E. & Mowla, D. (2014). Artificial neural network approach for prediction of thermal behavior of nanofluids flowing through circular tubes, *Powder Technol.*, 267, 1–10.



Bir Villanın Isı Pompası ile Isıtılmasının Performans ve Çevresel İncelenmesi

Fatih Yılmaz¹, Arslan Çağlayan Gürel², Özay Akdemir³

ÖZ

Mahal ısıtma için geçmişten bugüne birçok farklı sistem kullanılmıştır. Günümüzde iklim değişikliği sebebi ile emisyonu az ısıtma sistemlerin arayışları her geçen gün artmaktadır. Isı pompası teknolojisindeki gelişmeler ve avantajlar ısı pompası sistemlerinin yaygınlaşmasına yol açmaktadır. Bu çalışmada, İzmir'in Alaçatı ilçesinde bulunan üç katlı bir villanın ısı pompalı farklı sistemlerle ısıtılması incelenerek performans ve emisyon değerlendirmeleri gerçekleştirilmiştir. TS 825 standartlarına göre tasarlanan villanın ısı kayıp yüklerinin hesaplanmasında ve performans simülasyonlarında Daikin firmasının geliştirdiği Heating Solutions Navigator programı kullanılmıştır. Yerden ısıtmada yüksek ısı transfer yüzeyinin getirdiği avantajlar sonucu ısıtmada sezonsal verimlilik (SCOP) değerinin düşük sıcaklık radyatörlü sistemlerinden 2,18 kat yüksek olduğu belirlenmiştir. Isı pompasının veriminin artmasıyla yıllık enerji tüketimi 2052 kWh azalmaktadır ve yıllık CO₂ emisyonu 804 kg azalmaktadır. Isı pompalı yerden ısıtmalı sistemin ilk yatırım maliyetindeki yüksek fiyat farkının işletme maliyetindeki azalmadan karşılanabileceği görülmektedir. Sonuç olarak ısı pompalarının yatırım maliyetleri doğalgaza kıyasla yüksek olmasına karşın, temiz ve güvenilir olmaları, özellikle yerden ısıtma ve düşük sıcaklık radyatörü ile kullanılmalarıyla avantajlı bir ısıtma sistem seçeneği olduğu görülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Hava kaynaklı ısı pompası, enerji tasarrufu, yerden ısıtma, düşük sıcaklık radyatörleri, CO₂ emisyonu

Performance and Environmental Investigation of Heating a Villa With a Heat Pump

ABSTRACT

Many different systems have been used for space heating from the past to the present. Today, due to climate change, the search for low-emission heating systems is increasing day by day. Developments and advantages in heat pump technology have led to the widespread use of heat pump systems. In this study, the heating of a three-floor villa in İzmir's Alaçatı district was investigated using various heat pump systems, and performance and emission evaluations were performed. The Heating Solutions Navigator program developed by Daikin

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 19.09.2022

Kabul/Accepted : 22.12.2022

¹ Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Bornova, İzmir.
fatihyilm4zer@gmail.com, ORCID: 0000-0002-7238-8521

² Daikin Isıtma ve Soğutma Sistemleri Sanayi Ticaret A.Ş., Ege Bölge Müdürlüğü, İzmir.
a.gurel@daikin.com.tr, ORCID: 0000-0001-8142-8874

³ Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Bornova, İzmir.
ozay.akdemir@ege.edu.tr, ORCID: 0000-0001-9024-4751



was used in the calculation of heat loss loads and performance simulations of the villa designed according to TS 825 standards. As a result of the advantages of the high heat transfer surface in underfloor heating, it was determined that the seasonal coefficient of performance (SCOP) value in heating was 2.18 times higher than the systems with low temperature radiators. Increasing the efficiency of the heat pump reduces the annual energy consumption by 2052 kWh and reduces the annual CO₂ emissions by 804 kg. It is seen that the high price difference in the initial investment cost of the heat pump underfloor heating system can be compensated by the reduction in the operating cost. As a result, although the investment costs of heat pumps are high compared to natural gas, it is seen that they are an advantageous heating system option because they are clean and reliable, especially when they are used with underfloor heating and low temperature radiators.

Keywords: Air source heat pump, energy saving, underfloor heating, low temperature radiators, CO₂ emission

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Fossil fuels like oil, coal, and natural gas are non-renewable, so they will become increasingly scarce and costly with continuous consumption. Today, due to climate change, the search for low emission heating systems is increasing day by day. Heat pump technology is one of the major ways to achieve green building. Heat pumps have been popular for decades but, in recent years they have gained significant importance owing to their potential to reduce emissions.

Methods

Developments and advantages in heat pump technology have led to the widespread use of heat pump systems. In this study, the heating of a three-floor villa in Izmir's Alaçatı district was investigated using various heat pump systems. Heat pump underfloor heating system and low temperature radiator system are used as heating systems. The system simulations were performed, and the performance and emission potential were investigated. The Heating Solutions Navigator program developed by Daikin was used in the calculation of heat loss loads and performance simulations of the villa designed according to TS 825 standards.

Results

According to the calculations in this study, it has been determined that the seasonal coefficient of performance (SCOP) value of the heat pump underfloor heating system is 2.18 times higher than the heat pump low temperature radiator system. Increasing the efficiency of the heat pump reduces the annual energy consumption by 2052 kWh and reduces the annual CO₂ emissions by 804 kg.

It is seen that the high price difference in the initial investment cost of the heat pump underfloor heating system can be compensated by the reduction in the operating cost. As a result, although the investment costs of heat pumps are high compared to natural gas, it is seen that they are an advantageous heating system option because they are clean and reliable, especially when they are used with underfloor heating and low temperature radiators.

Discussion and Conclusions

Global experience suggests that heat pumps are gaining popularity to supply space heating and domestic hot water for residential households due to their high coefficient of performance, which contributes to a reduction in primary energy consumption.

The economic feasibility of heat pumps is of paramount importance for their widespread integration and use. The technologies are generally characterized by high upfront costs, but these costs are counterbalanced by savings in operation and environmental costs as well as other benefits.

1. GİRİŞ

Dünyada iklim krizini şiddetinin son zamanlarda iyice artmasıyla birlikte, birçok devlet kendi karbon emisyonunu azaltmak için harekete geçmiştir. Bu çerçevede Paris İklim Antlaşması 197 devletin bir araya gelerek iklim değişikliği ile mücadele için anlaştığı ilk anlaşmalardan biridir. Antlaşmaya imza atan ülkeler sera gazı emisyonlarını azaltacak politikalar izlemeye başlamışlardır. Isıtma sektörü, Avrupa Birliği üye ülkelerinin enerji ihtiyacının yarısını oluşturan ve bu enerji ihtiyacın %75'nin fosil yakıtlardan karşılandığı bir sektördür. Karbon emisyonunun azaltılması yolundaki en önemli adımlardan biri bu sektördeki fosil yakıt tüketimini azaltmaktır.

Yerleşimlerde kullanılan enerjinin yaklaşık %60'lık kısmı, su ve hacim ısıtmasında kullanılmaktadır. Konutlardaki enerji tüketimini ve CO₂ emisyonlarını azaltmak için ısı pompalarının kullanımı günümüzde dikkate alınan önemli bir seçenek olarak karşımıza çıkmaktadır. Isı pompaları emisyon değerlerini düşürmekle birlikte işletme maliyetlerini de azaltmaktadır (Tabatabaei ve Treur, 2016).

Isı pompaları, yüksek verimli ısıtma soğutma sistemleri olmasına rağmen sistem performansı birçok faktöre bağlıdır. Bir ısı pompasının performansı seçilen ısı kaynağının özellikleri ile doğrudan ilişkilidir. Sistem türünün seçiminde ortam havası sıcaklığındaki yıllık değişim, toprak koşulları, yeraltı veya yerüstü sularının bulunabilirliği ve kullanılabilirliği, mimari yapı, mahal konumu, gürültü, yer darlığı ve yatırım ile işletim kısıtlamaları gibi pek çok faktör rol oynamaktadır. Bu faktörler ışığında sistem için en uygun ısı kaynağının seçimi yapılmaktadır. Bu kapsamda literatürde yapılmış çok sayıda çalışma bulunmaktadır.

Temel (2016) yaptığı çalışmada hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının Türkiye'deki bölgelerde baz alınan illere göre uygulanabilirliğini incelemiştir. Örnek uygulama olarak villa projesinde hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası tasarımı ve ilk yatırım maliyet hesapları yapılmıştır. İlk yatırım maliyeti olarak ısı pompalarında en uygun kaynağın hava olmasına rağmen İç Anadolu, Doğu Anadolu ve Güney Doğu Anadolu bölgelerinde seçilen illerde kışın dış hava şartının -5°C'nin altında olması sebebiyle verimin düştüğü ve ısıtma ihtiyacının sağlanabilmesi için ilave ısıtmaya ihtiyaç duyulduğu belirtilmiştir. Bu bölgelerde su veya toprak kaynaklı ısı pompalarının elverişli olacağı görülmüştür. Marmara Bölgesi, Ege Bölgesi, Akdeniz Bölgesi ve Karadeniz bölgelerinde seçilen illerde soğutma ihtiyacının ısıtmadan daha fazla veya eşit değerde olması sebebiyle, hava kaynaklı ısı pompasının su ve toprak kaynaklı ısı pompasına göre tercih edilebileceği belirtilmiştir.

Gaur, Fitiwi ve Curtis (2021) yaptıkları çalışmada ısı pompaları kapsamında yapılan son çalışmalar ve gelişmeler incelenmiştir. Kurulacak ısı pompası tipinin lokasyona ve uygulamaya özel olduğu belirtilmektedir. Hava kaynaklı ısı pompalarında sıcaklıkların düşük olması durumunda verimlerinin düştüğü ve ısıtma yüklerini karşılamada



yetersiz olacağı belirtilmektedir. Soğuk bölgelerde toprak kaynaklı ve su kaynaklı ısı pompalarının daha iyi seçenekler olduğu belirtilmektedir. Güneş enerjisi destekli ısı pompalarının daha yüksek verime sahip olduğu, genellikle ılıman iklime ve yüksek güneş radyasyonuna sahip yerler için uygun çözümler olduğu görülmektedir. Isı pompalarının gazlı vb. geleneksel ısıtma sistemleriyle entegre edilmesinin verimli ve ekonomik olduğu belirtilmektedir.

Erdem, Bahçeci, Arzık ve Akdemir (2017) çalışmalarında örnek bir villada farklı iklimlendirme uygulamalarını incelemiştir. Sistemlerin projelendirmesini gerçekleştirerek maliyetler değerlendirilmiştir. VRF sisteminin toplam maliyetinin en düşük seviyede olduğunu ve multi sistemin toplam maliyetinin hava kaynaklı ısı pompası sisteminin toplam maliyeti ile yaklaşık olarak aynı değerlere sahip olduğunu belirtmişlerdir. VRF sisteminin; multi sistem maliyetinden düşük olmasının sebebinin tek dış üniteye sahip olmasından kaynaklandığını ve en yüksek maliyete sondaj maliyetlerinden dolayı toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin olduğunu belirlemişlerdir.

Pastakkaya, Ünlü ve Yamankaradeniz (2015) yaptıkları çalışmada bir yapının iklimlendirilmesinde güneş enerjisi kaynaklı ısı pompasının kullanılması durumunu incelemiştir. Yaptıkları simülasyon çalışması sonucunda, konfor odasının yıllık ısıtma, soğutma ve sıcak su kullanım ihtiyacının güneş enerjisi ile karşılanma oranlarının %63, %99 ve %99 olduğunu bulmuşlardır. Absorbsiyonlu ısı pompası sisteminin soğutma periyodu boyunca yıllık ortalama soğutma tesir katsayısının 0,27 olduğunu belirlemişlerdir.

Develioğlu (2012) tarafından yapılan çalışmada yer kaynaklı ısı pompalarının Dünya'da ve Türkiye'de kullanım durumu ve potansiyeli incelenmiştir. Yatırım maliyetlerinin yüksek olmasından dolayı amorti süresinin yüksek olmasından dolayı fosil enerji kaynaklarına yönelim olduğu ve ülkemizde devlet teşvikleriyle bireysel ve kamuda kullanımının yaygınlaşacağı belirtilmiştir.

Doğan, Yalçınkaya ve Balcı (2016) çalışmalarında Kırıkkale ilinde bulunan olimpik yüzme havuz suyunun ısıtılmasında doğalgazlı kazan ve toprak kaynaklı ısı pompasının birlikte kullanımını araştırmışlardır. Isıtma ihtiyacının karşılanmasında hibrit toprak kaynaklı ısı pompasının kullanılması durumunda sistemin kendini bir yıldan kısa sürede amorti ettiğini ve güneş enerjili ısıtma sistemi kullanılması durumunda üç yılda kendini amorti ettiğini belirlemişlerdir.

Kademeli havadan suya ısı pompaları, yüksek sıcaklıkta su temini için düşük sıcaklıklarda çalıştırıldığında, tek kademeli ısı pompalarından daha yüksek verimliliğe sahip sistemlerdir. Le, Huang, Shah, Wilson, Artain, Byrne ve Hewitt (2019) konut binalarında değişken kapasiteli kademeli havadan suya ısı pompasının ısı depolamalı ve depolamasız kullanılması durumlarını deneysel ve simülasyon çalışmalarıyla incelemiştir. Kademeli ısı pompasının işletme maliyetleri açısından yüksek verimli

kazanların önüne geçemediği, ancak CO₂ emisyonunda azalmalar sağladığı (%14'den %57'ye) vurgulanmıştır.

Çokgez Kuş ve Çomaklı (2015) yaptıkları çalışmada ısı kaynağı olarak hava ve suyun kullanıldığı, hava-hava, hava-su, su-su ve su-hava olmak üzere dört farklı şekilde çalışabilen ısı pompasının verim değişimlerini parametrik olarak inceleyerek aynı kapasiteye sahip elektrikli ısıtıcı sistem ile ekonomik yönden karşılaştırmasını yapmışlardır. Yapılan hesaplamalara göre en yüksek yıllık elektrik maliyeti havadan suya ısı pompası sisteminde, en düşük maliyetin sudan havaya ısı pompası sisteminde olduğu belirlenmiştir. Yüksek buharlaştırıcı kaynak akışkan sıcaklığına sahip sistemlerin daha ekonomik olduğu sonucuna varılmıştır. Isı pompası sisteminin dört farklı çalışma şekli içinde elektrik tüketiminin, elektrikli ısıtıcıya göre en az üç kat daha az olduğu saptanmıştır.

Rivoire, Casasso, Piga ve Sethi (2018) yaptıkları çalışmada toprak kaynaklı ısı pompasının Avrupada'ki altı farklı şehirde üç farklı yerleşim tarzında (konut, ofis ve otel) iyi ve kötü yalıtım durumları için kullanımını incelemişlerdir. İtalya'da toprak kaynaklı ısı pompalarının kullanımıyla, harcanan euro başına CO₂ emisyonlarının 216 g CO₂/yıl değerlerine kadar azaltılabileceğini belirtmişlerdir. Geri ödeme sürelerinin 8 ile 20 yıl arasında değiştiği ve bunun dezavantaj oluşturduğu aktarılmıştır. Vergi düzenlemeleri ile kullanıcıların temiz enerji kullanımına teşvikinin sağlanabileceği belirtilmiştir.

Isı pompası sistemlerinin verimi, ısı kaynağı sıcaklığı ile mahal sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı düştükçe arttığından dolayı, ısı dağıtım elemanlarının sıcaklığı ne kadar düşük olursa, ısı pompasının verimi o kadar yüksek olmaktadır. Bu duruma ulaşabilmek için büyük boyutlu ısı dağıtım elemanlarının seçimi gereklidir ve bu amaçla düşük sıcaklıkta çalışan yerden ısıtma sistemleri ya da 55°C çıkış suyu sıcaklığına sahip, düşük sıcaklık radyatörleri kullanılmaktadır.

Günümüzde ısıtma teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak düşük sıcaklıkta ısıtma giderek önem kazanmaktadır. Enerji tasarrufu, daha az enerji tüketmek veya enerjiyi daha verimli kullanmak anlamına gelmektedir. Bunun bir yolu ısıtma sistemlerinde geleneksel radyatörler yerine düşük sıcaklıklı radyatörleri kullanmak veya yerden ısıtma sistemleri kullanmaktır. Bir radyatörün yüzeyi ne kadar büyük olursa, ısıtma kapasitesi o kadar yüksek olmaktadır. Düşük sıcaklık radyatörleri, normal radyatörlerden çok daha büyüktür ve ısı dağılımını kolaylaştırmak için ince sacdan yapılmışlardır. Bu geniş yüzey sayesinde, kompakt yüksek sıcaklıklı ısıtıcılara kıyasla, düşük sıcaklıklı sirkülasyon suyu ile kullanıldıklarında aynı ısıtma etkisi vermektedirler. Yerden ısıtmada hacimlerin ısıtılması işlemi için düşük sıcaklıklar yeterlidir. Petekli sistemlerde ise özellikle yüksek sıcaklık radyatörlerinde sıcaklık 75°C kadar çıkabilmektedir. Sıcaklığın az olması yerden ısıtma sistemlerinde ısınmak için daha az enerji harcanmasını sağlamaktadır. Bakım ve işletme maliyetlerinin düşük olması yerden ısıtmanın



ekonomik açıdan olumlu yanlarıdır. Yerden ısıtma sistemlerinde duvarlara radyatör konulmasına gerek duyulmadığından mekanların estetik yapılarının korunmasını sağlamaktadır. Radyatörlü sistemlerde zeminler çoğu zaman soğuk kalmakta ve zemin seviyesinde nem oluşabilmektedir. Bu nem oluşumu istenmeyen organizmaların çoğalmasına yol açmaktadır. Yerden ısıtmada ise zemin ısıtıldığı için havadaki nemin çığ yapabileceği ve bunun sonucu olarak istenmeyen organizmaların çoğalabileceği bir ortam bulunmamaktadır. Yerden ısıtmada zemin sıcak olduğu için parke ve fayansa temas durumlarında konfor durumu bozulmamaktadır. Yerden ısıtma sistemlerinin yatırım maliyetinin ve kurulum süresinin radyatörlü sistemlere göre daha fazla olması bu sistemlerin olumsuz yanlarıdır.

Bu çalışmada, İzmir Alaçatı ilçesinde bulunan üç katlı bir villanın ısıtılmasında ısı pompalı yerden ısıtma ve düşük sıcaklık radyatörlü sistemlerin kullanımı incelenerek performans ve emisyon değerlendirmeleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen simülasyon çalışmalarıyla ısı pompalarının farklı ısıtma sistemlerinde kullanımıyla performans ve emisyon değerlerinin değiştiği görülmektedir. Hacimlerin ısıtılmasında uygulanacak ısı pompalı sistemlerin seçiminde çevresel, performans ve maliyetel değerlendirmelerinin birlikte dikkate alınması gerektiği görülmektedir.

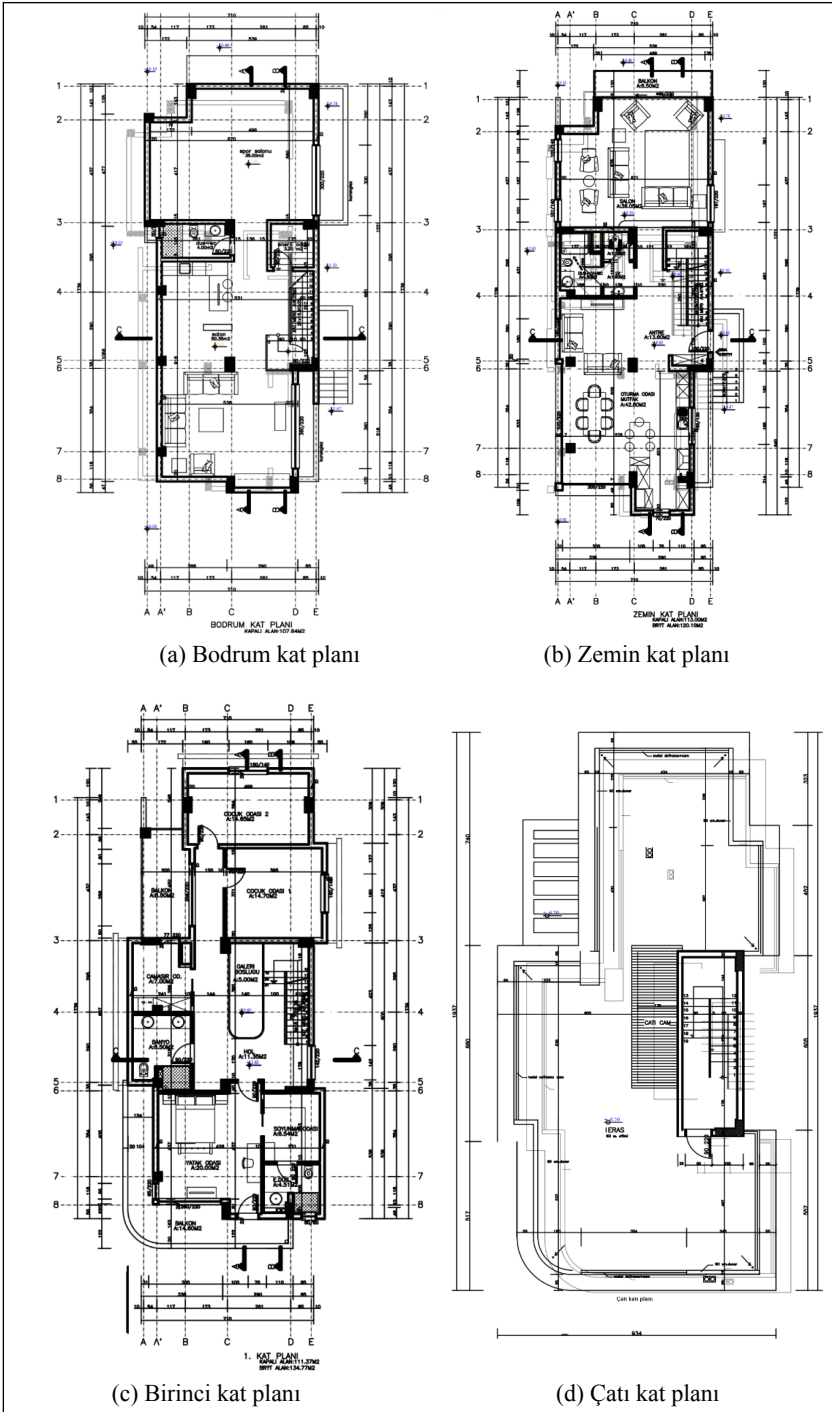
2. MATERYAL VE YÖNTEM

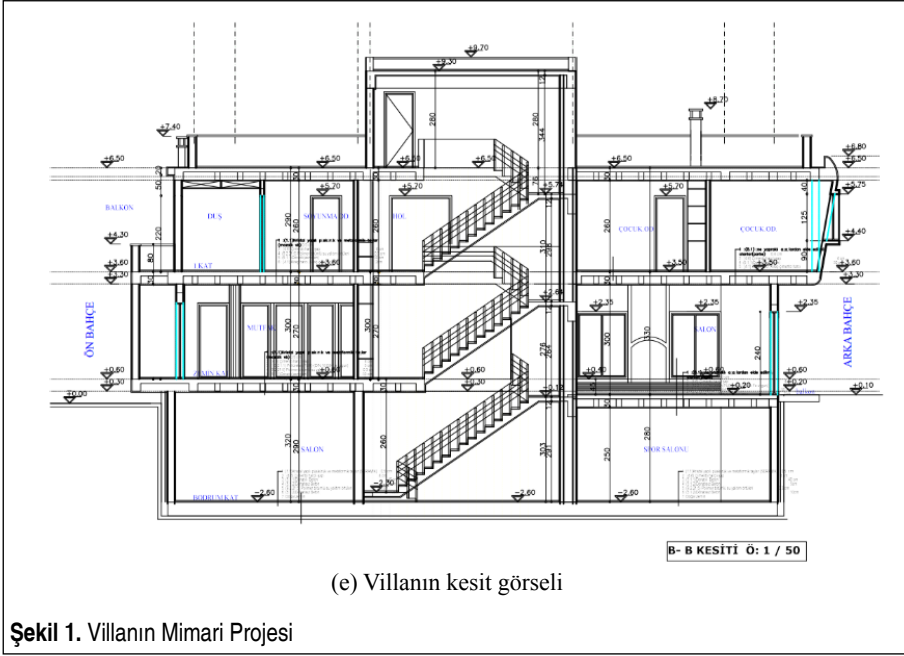
İzmir ili Alaçatı ilçesinde bulunan Şekil 1’de mimari planları verilen üç katlı bir villanın ısı pompası ile ısıtılması incelenmektedir. İzmir iline ait mevsim verileri Tablo 1’de verilmektedir. Villanın bodrum katının alanı 92,55 m², zemin katının alanı 100,41 m² ve birinci katının alanı 85,25 m² değerlerindedir. Yapının ısıtılma işleminde ilk olarak düşük sıcaklık radyatörlerinin (55°C) kullanılması durumu incelenmiş ve ikinci olarak ısıtma işleminde yerden ısıtma (35°C) sisteminin kullanılması durumu incelenerek simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Yapının yapı bileşen özelliklerini belirlenmesinde İzoder TS 825 programı kullanılmıştır. TS 825 standartlarına göre tasarlanan villanın ısı kayıp yüklerinin hesaplanmasında ve performans simülasyonlarında Daikin firmasının geliştirdiği “Heating Solutions Navigator” programı kullanılmıştır.

Daikin firmasının geliştirdiği “Heating Solutions Navigator” programı ısıtma, soğutma, havalandırma, ve klima (HVAC) sistemlerinin tasarımı ve analizinde kullanılacak bir hesap programıdır. Geliştirilen program sayesinde incelenen yapının mekanik tesisatında kullanılacak tüm ekipmanların kapasiteleri hesaplanabilmekte, sistemlerin enerji analizleri, enerji maliyetleri ve emisyon değerlendirmeleri yapılabilmektedir. Yapıların ısı akışını hesaplamak için ASHRAE Transfer Fonksiyon Metodu kullanılmaktadır. Isı transfer yüklerini hesaplamak için yılın 8760 saatlik verileri kullanarak gerçek bir saatlik enerji analizi gerçekleştirilmektedir. Dünya genelinde farklı şehirlerin iklimsel verileri için oluşturulan veri tabanı kullanılarak enerji simülasyonları için saatlik iklim verileri kullanılmaktadır. HVAC bileşenlerinin saatlik

Tablo 1. İzmir iline ait iklim verileri (Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2022)

İZMİR	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık	Yıllık
	Ölçüm Periyodu (1930-2021)												
Ortalama Sıcaklık (°C)	8,8	9,6	11,7	15,8	20,8	25,4	27,9	27,7	23,7	18,9	14,3	10,5	17,9
Ortalama En Yüksek Sıcaklık (°C)	12,4	13,6	16,3	20,9	26,1	30,7	33,2	33,0	29,2	24,0	18,6	14,1	22,7
Ortalama En Düşük Sıcaklık (°C)	5,8	6,2	7,7	11,1	15,5	19,8	22,5	22,4	18,7	14,6	10,8	7,6	13,6
Ortalama Güneşlenme Süresi (saat)	4,3	5,2	6,4	7,9	9,8	11,6	12,3	11,9	10,1	7,6	5,6	4,2	8,1





(e) Villanın kesit görseli

Şekil 1. Villanın Mimari Projesi

enerji tüketimleri ile HVAC sistemine dahil olmayan bileşenlerin saatlik enerji tüketimleri dikkate alınarak yapıların saatlik, günlük, aylık ve toplam enerji tüketim profilleri belirlenmektedir. Yapıların yüklerinin karşılanmasında kullanılacak sistemlerin kullandığı enerji veya yakıt maliyetlerinin hesaplanmasında enerji tüketim verileri göz önüne alınmaktadır.

Geliştirilen program, boyutlandırma ve cihaz seçimleri hakkındaki bilgileri rapor halinde vermektedir. Bileşen yükleri, saatlik yük profilleri, saatlik performans verileri ile ilgili değerler ve diyagramlarda gösterimleri detaylı olarak raporlarda verilmektedir.

Enerji tüketiminin en az seviyede tutulması günümüzde gittikçe önem kazanan bir durumdur. Isı hesaplarının doğru yapılması, yapı özelliklerine ve kullanım amacına uygun sistemlerin tasarlanması enerjinin verimli kullanılmasında önem oluşturmaktadır. Geliştirilen bilgisayar programları sayesinde en karmaşık hesaplamaların kısa sürelerde yapılabilmesi sağlanmaktadır. “Heating Solutions Navigator” programı tasarım hesaplarına sistem tabanlı bir yaklaşım getirerek boyutlandırma prosedürlerini gerçekleştirerek tasarlanan sistemlerin değerlendirmesine olanak sağlamaktadır. Bu sayede farklı sistemlerin kullanılması durumundaki karşılaştırmalar ve değerlendirmeler yapılabilmektedir. “Heating Solutions Navigator” programı Daikin firması tarafından geliştirilen, doğruluğu ve güvenilirliği firma tarafından test edilmiş olan ve uluslararası uygulamalarda kullanıma sunulan profesyonel bir programdır.



Çalışmada İzmir Alaçatı'daki üç katlı bir villanın ısıtılmasında hava kaynaklı ısı pompasının yerden ısıtılmalı ve düşük sıcaklık radyatörlü sistemlerde kullanımı incelenmiştir. Isı pompasına ait yük değerleri temel olarak dış ortam sıcaklıkları ve tesisat su sıcaklıkları dikkate alınarak hesaplanmaktadır. Isı pompasının üretim ve tüketim değerleri dikkate alınarak anlık COP değerleri hesaplanmaktadır. Tesisat su sıcaklığının girişi yerden ısıtma uygulaması için 35°C, düşük sıcaklık radyatör için 55°C seçilerek programa girilmektedir. İklim verileri yapının inşa edildiği bölge için programın veri tabanında bulunan son 10 yıllık meteorolojik veriler dikkate alınarak tanımlanmaktadır. Gerçekleştirilen simülasyon çalışmalarıyla saatlik, günlük, aylık ve yıllık hesaplamalar yapılarak enerji üretim ve tüketim değerleri hesaplanmaktadır. Yıllık hesaplamalar yapılarak SCOP, işletme maliyetleri ve emisyon değerlendirmeleri gerçekleştirilmektedir.

2.1 Villanın Yapı Bileşen Özelliklerinin Tanımlanması

Yapının ısı geçirgenliği ne kadar küçük olursa yapı ısıyı o kadar az iletmektedir, dolayısıyla yapının ısı kaybı ve bu kaybı karşılamak için gerekli enerji ihtiyacı o kadar azalmaktadır. Bir yapı bileşeninin ısı geçirgenlik katsayısının (U) azaltılmasının istenildiği durumlarda o yapıyı oluşturan malzemelerin kalınlığını artırmak ya da ısı iletkenlik katsayısı büyük olan malzemelerin ısı iletkenlik katsayısı daha küçük olan malzemeler ile değiştirilmesi gerekmektedir. Binanın kabuk ısı kaybının hesaplanabilmesi için villayı oluşturan on farklı yapı bileşeninin ısı geçirgenlik katsayısının belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla İzoder tarafından TS 825 kuralları esas alınarak hazırlanan İzoder TS 825 hesap programı kullanılmıştır (TS 825, 2008).

Bir yapı bileşeninin toplam ısı geçirgenlik direnci (1/U), yapı bileşenlerinin ısı geçirgenlik dirençleri (R) ve yüzeysel ısı iletim direnç değerlerinin (R_i ve R_e) toplanmasıyla elde edilmektedir.

$$\frac{1}{U} = R_i + R + R_e = \frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \frac{d_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_d} \quad (1)$$

İç ve dış yüzeyin yüzeysel ısı iletim direnci R_i (1/α_i) ve R_e (1/α_e) değerleri yapı bileşen tipine ve ısı akışının yönüne göre tanımlanmaktadır. İç ve dış yüzeylerdeki yüzeysel ısı iletim direnç değerleri TS 825 standardı dikkate alınarak bileşenlerin tasarımına ve yerleşimine göre belirlenmektedir (TS 825, 2008).

Bir yapı bileşeninin toplam ısı geçirgenlik katsayısı denklem 2 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$U = \frac{1}{R_i + R + R_e} \quad (2)$$

2.1.1 Yapıda Kullanılan Duvarların Yapı Bileşen Özellikleri

Yapıda kullanılan duvarların yapı bileşen özellikleri ve U değerleri Tablo 2’de verilmektedir. Bodrum katındaki dış duvarlar toprak temaslı olup U değeri 0,591 W/m²K olarak hesaplanmıştır. Yapının zemin ve birinci katındaki havalandırma boşluğu dışında kalan dış duvarlar dış hava temaslı duvarlardır ve U değeri 0,271 W/m²K olarak bulunmuştur.

Yapının tüm iç duvarları ve havalandırma boşluğu kısmındaki dış duvarlar Tablo 2’de verilen bileşen özelliklerine sahiptir. İç duvarın U değeri 1,18 W/m²K olarak hesaplanmıştır.

2.1.2 Yapıda Kullanılan Zeminlerin Yapı Bileşen Özellikleri

Yapıda kullanılan zeminlerin yapı bileşen özellikleri ve U değerleri Tablo 3’de verilmektedir. Bodrum katındaki zemin toprak temaslı zemin olup U değeri 0,488 W/m²K olarak hesaplanmıştır.

Tablo 2. Yapıda Kullanılan Duvarların Yapı Bileşen Özellikleri

Yapı Bileşen Özellikleri	No	d(m)	Malzemenin Cinsi veya Bileşenin Çeşidi	Isıl İletkenlik Değeri (W/mK)	Isıl Geçirgenlik Katsayısı (W/m ² K)
Toprak Temaslı Duvar	1	0,02	Kireç harcı, kireç-çimento harcı	1	0,591
	2	0,2	Donatılı beton	2,5	
	3	0,02	Çimento harcı	1,6	
	4	0,003	Polimer bitümlü su yalıtım örtüleri	0,19	
	5	0,05	Poliüretan sert köpük	0,035	
	6	0,01	Çimento harcı	1,6	
Dış Hava Temaslı Duvar	1	0,2	Gaz beton	0,11	0,271
	2	0,02	Çimento harcı	1,6	
	3	0,05	Ekstrüde polistren köpük	0,03	
	4	0,003	Anorganik esaslı hafif agregalardan yapılmış sıva harcı	0,3	
İç Duvar	1	0,02	Kireç harcı, kireç-çimento harcı	1	1,18
	2	0,115	Tuğla	0,21	
	3	0,02	Kireç harcı, kireç-çimento harcı	1	



Tablo 3. Yapıda Kullanılan Zeminlerin Yapı Bileşen Özellikleri

Yapı Bileşen Özellikleri	No	d(m)	Malzemenin Cinsi veya Bileşenin Çeşidi	Isıl İletkenlik Değeri (W/mK)	Isıl Geçirgenlik Katsayısı (W/m ² K)
Toprak Temaslı Zemin	1	0,007	Kristal yapılı püskürük ve metamorfik taşlar	2,3	0,488
	2	0,04	Çimento harçlı şap	1,4	
	3	0,05	Poliüretan sert köpük	0,035	
	4	0,6	Donatılı beton	2,5	
	5	0,05	Donatısız beton	1,65	
	6	0,003	Polimer bitümlü su yalıtım örtüsü	0,19	
	7	0,1	Donatısız beton	1,65	
	8	0,05	Mıdır	0,7	
Zemin Kat Kuru Zemin	1	0,007	Kristal yapılı püskürük ve metamorfik taşlar	2,3	0,989
	2	0,04	Çimento harçlı şap	1,4	
	3	0,02	Poliüretan sert köpük	0,035	
	4	0,12	Donatılı beton	2,5	
	5	0,02	Kireç harcı, kireç-çimento harcı	1	
Islak Zemin	1	0,007	Kristal yapılı püskürük ve metamorfik taşlar	2,3	0,974
	2	0,04	Çimento harçlı şap	1,4	
	3	0,02	Poliüretan sert köpük	0,035	
	4	0,003	Polimer bitümlü su yalıtım örtüleri	0,19	
	5	0,12	Donatılı beton	2,5	
	6	0,02	Kireç harcı, kireç-çimento harcı	1	
Birinci Kat Kuru Zemin	1	0,01	İğne yapraklı ağaçlardan elde edilmiş olan ahşap döşeme	0,13	0,922
	2	0,04	Çimento harçlı şap	1,4	
	3	0,02	Poliüretan sert köpük	0,035	
	4	0,12	Donatılı beton	2,5	
	5	0,02	Kireç harcı, kireç-çimento harcı	1	

Yapının zemin katındaki, duş ve tuvalet kısımları dışında kalan tabanlar zemin kat kuru zemin olup U değeri $0,989 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunmuştur. Yapının zemin ve birinci katındaki banyo, duş ve tuvalet kısımlarının tabanları ıslak zeminlerdir. Tablo 3’de yapı bileşen özellikleri verilen ıslak zeminlerin U değeri $0,974 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır.

Yapının birinci katındaki, duş ve banyo kısımları dışında kalan tabanlar birinci kat kuru zemin olarak tanımlanmaktadır ve U değeri $0,922 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunmuştur.

2.1.3 Çatının Yapı Bileşen Özellikleri

Yapının birinci katının tavanı yani çatısı Tablo 4’de verilen bileşen özelliklerine sahiptir. Çatının U değeri $0,165 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır.

Tablo 4. Çatının Yapı Bileşen Özellikleri

Yapı Bileşen Özellikleri	No	d(m)	Malzemenin Cinsi veya Bileşenin Çeşidi	Isıl İletkenlik Değeri (W/mK)	Isıl Geçirgenlik Katsayısı (W/m ² K)
Çatı	1	0,007	Kristal yapılu püskürük ve metamorfik taşlar	2,3	0,165
	2	0,1	Çimento harçlı şap	1,4	
	3	0,2	Poliüretan sert köpük	0,035	
	4	0,003	Polimer bitümlü su yalıtım örtüleri	0,19	
	5	0,12	Donatılı beton	2,5	
	6	0,02	Kireç harcı, kireç-çimento harcı	1	

2.1.4 Yapıda Kullanılan Camın Özellikleri

Yapıdaki tüm cam kısımları ve buna ek olarak sadece camdan imal edilmiş olan balkon ve teras kapıları da dahil olmak üzere aynı özelliklere sahiptir. Çift camlı düşük-E, 16 mm kuru hava dolgulu camın U değeri $1,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerindedir.

2.1.5 Bina Çelik Kapısının Özellikleri

Yapının giriş kapısı Tablo 5’de verilen bileşen özelliklerine sahiptir. Bina çelik kapısının U değeri $0,38 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır.

Tablo 5. Bina Çelik Kapısının Özellikleri

Yapı Bileşen Özellikleri	No	d(m)	Malzemenin Cinsi veya Bileşenin Çeşidi	Isıl İletkenlik Değeri (W/mK)	Isıl Geçirgenlik Katsayısı (W/m ² K)
Bina Çelik Kapı	1	0,01	Doğal taş	0,85	0,38
	2	0,085	Poliüretilen yalıtım	0,035	
	3	0,02	Çelik	50	
	4	0,01	Doğal taş	0,85	



2.2 Villanın Isıtma Yüğü Hesaplamaları

Villanın ısıtma yükünün hesaplanmasında BoK_Salon ve BoK_Spor Salonu odaları arasında kapı olmadığı için odalar aynı sıcaklıkta kabul edilmiştir. ZK_Mutfak-Oturma Odası-Antre, ZK_LV ve ZK_Salon odaları arasında kapı olmadığı için odalar aynı sıcaklıkta kabul edilmiştir. Buna ek olarak BK_Hol'de galeri boşluğu aracılığıyla bu hacimlerle doğrudan temasta olduğu için aynı sıcaklıkta olduğu kabul edilmiştir.

Mimari plan doğrultusunda yapı 18 oda olarak dikkate alınmıştır. Villanın ısıtma yük değerleri Tablo 6'da verilmektedir.

Tablo 6. Villanın Isıtma Yüğü

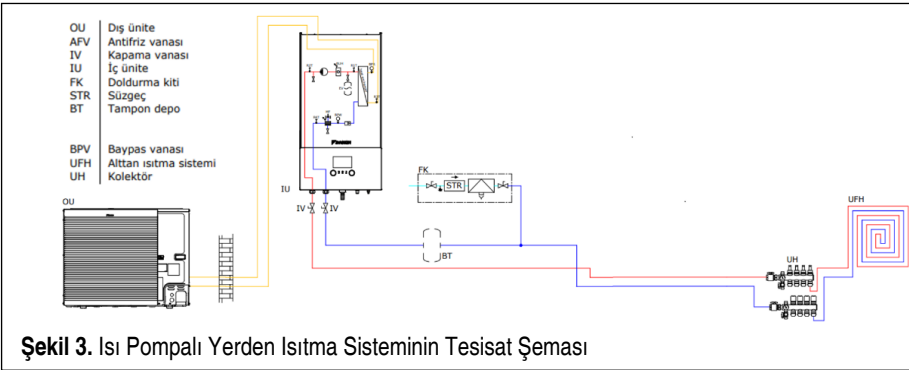
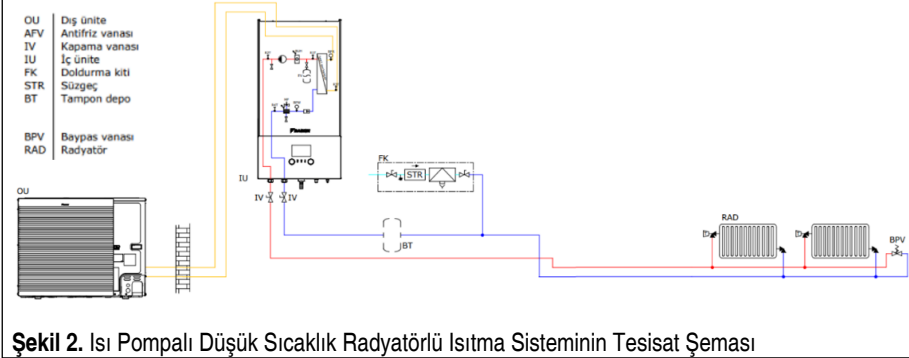
Oda	Tasarım sıcaklığı (°C)	Hava değişimi	Isı yükü (W)
ZK_Salon	21	0,5	1508,47
BoK_Salon	18	0,5	1638,58
BoK_Enerji Odası	18	0,5	123,69
BoK_Banyo	22	1,5	324,03
BoK_Spor Salonu	18	1	1342,47
ZK_Mutfak-Oturma Odası- Antre	21	1,5	2985,62
ZK_LV	21	0,5	37,67
ZK_Duş	22	1,5	396,08
ZK_WC	18	1,5	53,99
BK_Ebeveyn Yatak Odası	18	0,5	460,23
BK_Çocuk Odası 2	21	0,5	502,31
BK_Hol	21	0,5	941,98
BK_Duş	22	1,5	307,16
BK_Soyunma Odası	22	0,5	225,01
K_Çocuk Odası 1	21	0,5	385,29
BK_Çamaşır Odası	18	0,5	231,43
BK_Banyo	22	1,5	402,76
Çatı katı odası	18	0,5	437,7
Toplam ısı yükü			12304,47 W

2.3 Villada İncelenen Isıtma Sistemleri

Villanın ısıtılmasında kullanılan ısı pompasının teknik özellikleri Tablo 7’de verilmektedir. Özellikleri verilen ısı pompası düşük sıcaklıklı radyatörlü ısıtma sisteminde ve yerden ısıtma sisteminde kullanılmaktadır. İncelenen sistemlerin tesisat şemaları Şekil 2 ve Şekil 3’de verilmektedir.

Tablo 7. Isı Pompasının Teknik Özellikleri (Daikin, 2022)

Verimlilik Değerleri				
Isıtma Kapasitesi Nom. (kW)				16
Güç Girişi Isıtma Nom. (kW)				4,56
COP				3,51
Alan Isıtma	İlman iklimde su çıkışı 55°C	Genel	SCOP	3,32
			Sezonsal alan ısıtma verimlilik sınıfı	A++
	İlman iklimde su çıkışı 35°C	Genel	SCOP	4,61
			Sezonsal alan ısıtma verimlilik sınıfı	A+++





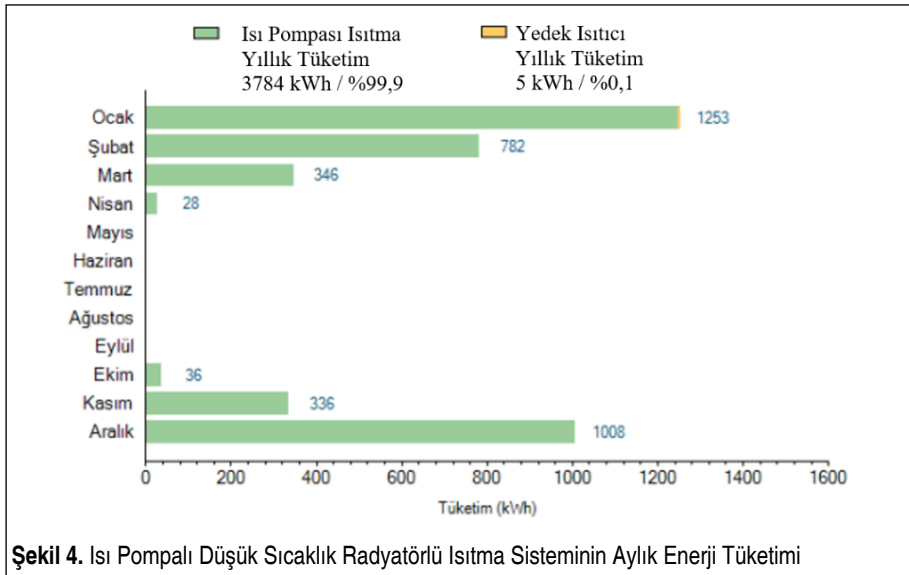
2.3.1 Isı Pompalı Düşük Sıcaklık Radyatörlü Isıtma Sistemi

Isı pompalı düşük sıcaklık radyatörlü ısıtma sisteminde kullanılan ısı pompasının SCOP'si 3,08 değerindedir ve en düşük ortam sıcaklığı olan -3°C 'de ısıtma kapasitesi 10,47 kW aynı sıcaklıkta gerekli ısıtma kapasitesi ise 12,30 kW değerindedir. Yıllık mahal ısıtma termal enerjisi 11654,3 kWh'tir. Tablo 8'de ısı pompalı düşük sıcaklık radyatörlü ısıtma sisteminin sonuçları verilmektedir.

Şekil 4'de villa için aylık bazda kWh cinsinden enerji tüketimi verilmiştir. Isı ihtiyacını karşılamak için sadece ocak ayında ısı pompasına ek olarak yedek ısıtıcı çalıştırılmaktadır. Tablo 8'de görüldüğü gibi yıllık enerji tüketimi 3789 kWh değerindedir. Şekil 4'de görüldüğü gibi bu değer 3784 kWh miktarı ısı pompası tarafından, 5

Tablo 8. Isı Pompalı Düşük Sıcaklık Radyatörlü Isıtma Sisteminin Sonuçları

Gerekli Isıtma Kapasitesi (kW)	Min. Çevre (-3°C): 12,30
Çıkış Suyu Sıcaklık Aralığı Isıtma ($^{\circ}\text{C}$)	40-55
Isı Pompasıyla Kapsanan (%)	99,9
Yedek Isıtıcı Tarafından Kapsanan (%)	0,1
Isı Pompasının Isıtma Kapasitesi (kW)	Min. Ortam (-3°C): 10,47
Enerji Tüketimi Isıtma (kWh)	3789,4
Yıllık Mahal Isıtma Termal Enerjisi (kWh)	11654,3
Isı Pompasının Sezonluk Verimi	3,08



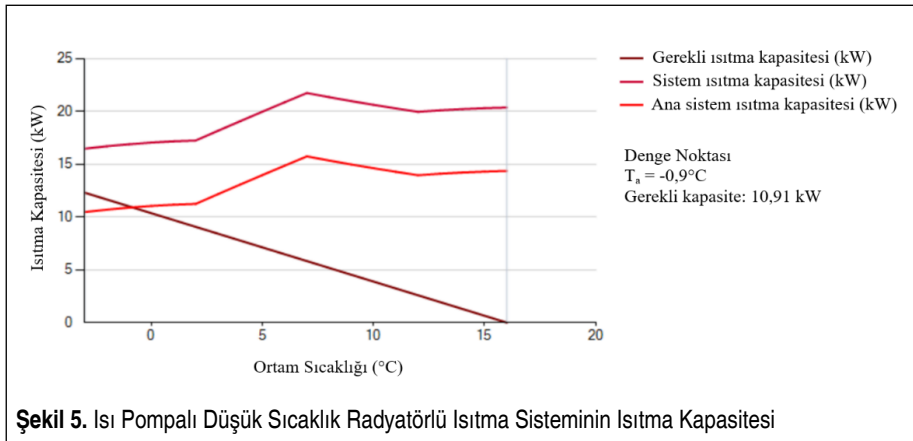
Şekil 4. Isı Pompalı Düşük Sıcaklık Radyatörlü Isıtma Sisteminin Aylık Enerji Tüketimi

kWh miktarı (sadece ocak ayında olmak üzere) yedek ısıtıcı tarafından sağlanmaktadır. Yapının mayıs, haziran, temmuz, ağustos ve eylül aylarında enerji tüketimi bulunmamaktadır. Yapının yıllık enerji tüketiminin %99,9'u ısı pompası tarafından karşılanmaktadır.

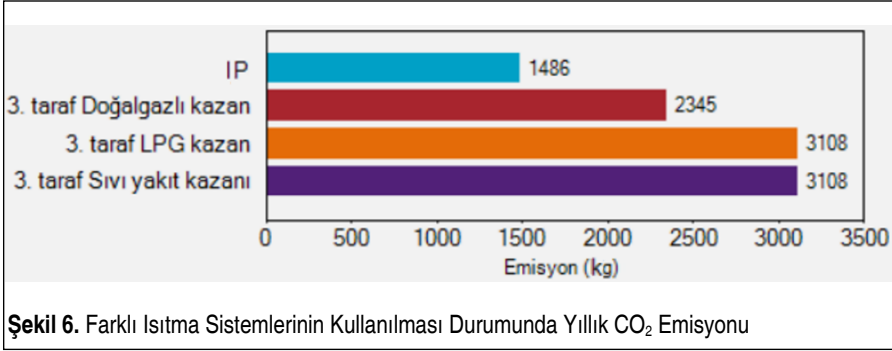
Şekil 5'de görüldüğü üzere ısı pompası kapasitesi (ana sistem ısıtma kapasitesi) eğrisi -3°C ile denge noktası olan $-0,9^{\circ}\text{C}$ ortam sıcaklıkları arasında gerekli ısıtma kapasitesi eğrisinin altında kalmaktadır. Bu karşılamama durumunu ortadan kaldırmak için sisteme 6 kW değerinde yedek ısıtıcı eklenerek sistem ısıtma kapasitesi eğrisi elde edilmektedir. Denge noktası olarak gösterilen $-0,9^{\circ}\text{C}$ 'de gerekli ısı kapasitesi 10,91 kW değerindedir.

Çalışma kapsamında incelenen villanın ısıtma ihtiyacının karşılanmasında ısı pompalı düşük sıcaklık radyatörlü ısıtma sisteminin ve fosil yakıtlı kazanlı sistemlerin kullanılması durumları incelenmiştir. Isıtmada farklı sistemlerin kullanılması durumunda sistemlerin performanslarındaki farklılıklardan ve kullanılan farklı birincil enerji kaynaklarından dolayı CO_2 emisyonlarında ve işletme maliyetlerinde değişimler olmaktadır.

Isı pompalı düşük sıcaklık radyatörlü ısıtma sisteminde kullanılan birincil enerji kaynağı elektrik ve fosil yakıt kullanılan kazanlı sistemlerde ise birinci enerji kaynağı olarak doğalgaz, LPG veya sıvı yakıt kullanılmaktadır. Birincil enerji kaynağının değişmesiyle sistemlerin CO_2 emisyonları da değişmektedir. Isıtma yükünü karşılamak için kullanılması gereken birincil enerji miktarına göre emisyon değerleri hesaplanmaktadır. Şekil 6'da görüldüğü üzere ısı pompalı düşük sıcaklık radyatörlü ısıtma sisteminin villanın ısı ihtiyacını karşılamak için kullanılması durumunda yıllık bazda doğal gazlı kazan sistemine göre 859 kg CO_2 emisyonunda, LPG kazan sistemine ve sıvı yakıt kazan sistemine göre 1622 kg CO_2 emisyonunda azalma sağlamaktadır.



Şekil 5. Isı Pompalı Düşük Sıcaklık Radyatörlü Isıtma Sisteminin Isıtma Kapasitesi



Şekil 6. Farklı Isıtma Sistemlerinin Kullanılması Durumunda Yıllık CO₂ Emisyonu

Tablo 9. Yıllık Isı Pompalı Düşük Sıcaklık Radyatörlü Isıtma Sisteminin Doğalgazlı Sistemin İşletme Maliyetleri İle Karşılaştırması

	Isı pompalı sistem	Doğalgazlı sistem
Birim fiyat (TL/kWh)	2,06 (Elektrik)	0,377 (Doğalgaz)
Bir yıllık işletme maliyeti (TL)	7.806,15	4.881,87

Çalışmada işletme maliyetleri açısından ısı pompalı düşük sıcaklık radyatörlü ısıtma sistemi ile doğalgaz kullanılan kazanlı sistem karşılaştırılmıştır. Isı pompalı sistemin kullanılması durumunda birincil enerji kaynağı olarak elektrik kullanılmaktadır ve işletme maliyetinin belirlenmesinde elektriğin yıllık maliyeti kullanılarak hesaplanmaktadır. Doğalgaz kullanılan kazanlı sistemin kullanılması durumunda ise işletme maliyetleri bu sistemde kullanılan birinci enerji kaynağı olan doğal gazın yıllık maliyetleri kullanılarak belirlenmektedir.

Isı pompalı sistemini yıllık işletme maliyetinin 7.806,15 TL ve doğalgazlı sistemin yıllık işletme maliyetinin 4.881,87 TL olduğu Tablo 9’da gösterilmektedir. Ülkemizde elektrik kWh fiyatlarının yüksek olmasından dolayı ısı pompalı düşük sıcaklık radyatörlü ısıtma sistemi ile ısınma maliyetlerinin doğalgazlı sistem ile ısınmaya göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun sonucu olarak ısı pompasının ilk yatırım maliyetinin yüksek olmasından dolayı ortaya çıkan fiyat farkının işletme maliyetlerinden karşılanması mümkün değildir.

2.3.2 Isı Pompalı Yerden Isıtma Sistemi

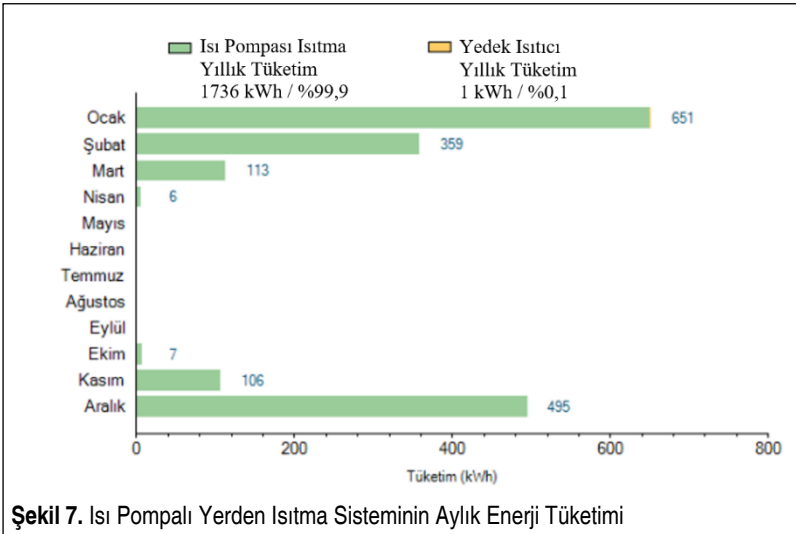
Isı pompalı yerden ısıtma sisteminde kullanılan ısı pompasının SCOP’si 6,71 değerindedir ve en düşük ortam sıcaklığı olan -3°C’de ısıtma kapasitesi 11,32 kW aynı sıcaklıktaki gerekli ısıtma kapasitesi, ısı pompasına yardımcı olarak seçilen ısıtıcının kapasitesi ve yıllık mahal ısıtma termal enerjisi ise yapıda bir değişiklik yapılmadan sadece dağıtım sistemi değiştirildiği için aynı değerde kalmıştır. Tablo 10’da ısı pompalı yerden ısıtma sisteminin sonuçları verilmektedir.

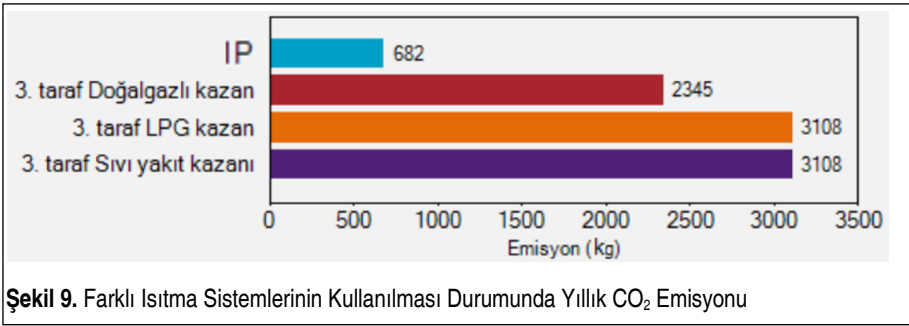
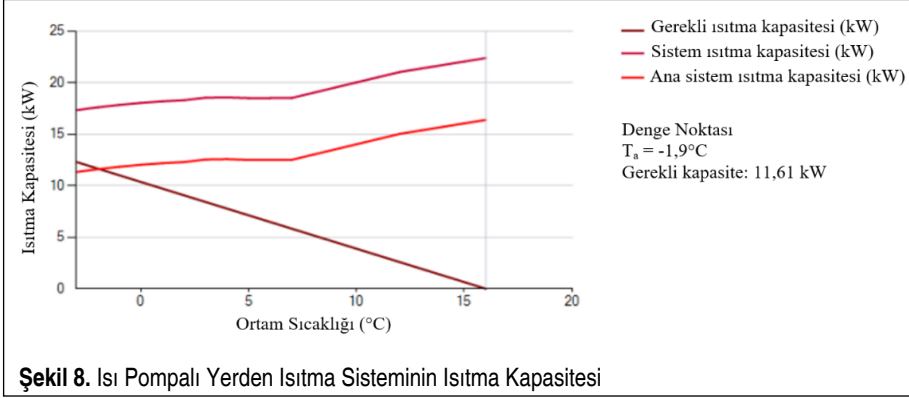
Tablo 10. Isı Pompalı Yerden Isıtma Sisteminin Sonuçları

Gerekli Isıtma Kapasitesi (kW)	Min. Çevre (-3°C): 12,30
Çıkış Suyu Sıcaklık Aralığı Isıtma (°C)	10°C-35
Isı Pompasıyla Kapsanan (%)	99,9
Yedek Isıtıcı Tarafından Kapsanan (%)	0,1
Isı Pompasının Isıtma Kapasitesi (kW)	Min. Ortam (-3°C): 11,32
Enerji Tüketimi Isıtma (kWh)	1737,6
Yıllık Mahal Isıtma Termal Enerjisi (kWh)	11654,3
Isı Pompasının Sezonluk Verimi	6,71

Şekil 7’de villa için ay bazında kWh cinsinden enerji tüketimi verilmiştir. Isı ihtiyacını karşılamak için sadece ocak ayında ısı pompasına ek olarak yedek ısıtıcı çalıştırılmaktadır. Tablo 10’da görüldüğü gibi yıllık enerji tüketimi 1737 kWh değerindedir ve Şekil 7’de görüldüğü gibi bu değer 1736 kWh miktarı ısı pompası tarafından, 1 kWh miktarı (sadece ocak ayında olmak üzere) yedek ısıtıcı tarafından sağlanmaktadır. Yapının mayıs, haziran, temmuz, ağustos ve eylül aylarında enerji tüketimi bulunmamaktadır. Yapının yıllık enerji tüketiminin %99,9’u ısı pompası tarafından karşılanmaktadır.

Şekil 8’de görüldüğü üzere ısı pompası kapasitesi (ana sistem ısıtma kapasitesi) eğrisi -3°C ile denge noktası olan -1,9°C ortam sıcaklıkları arasında gerekli ısıtma kapasitesi eğrisinin altında kalmaktadır. Bu karşılamama durumunu ortadan kaldırmak için

**Şekil 7.** Isı Pompalı Yerden Isıtma Sisteminin Aylık Enerji Tüketimi



sisteme 6 kW değerinde yedek ısıtıcı eklenerek sistem ısıtma kapasitesi eğrisi elde edilmektedir. Denge noktası olarak gösterilen $-1,9^{\circ}\text{C}$ 'de gerekli ısı kapasitesi 11,61 kW değerindedir.

Isı pompalı yerden ısıtma sisteminde birincil enerji kaynağı olarak elektrik ve kazanlı sistemlerde ise birinci enerji kaynağı olarak doğalgaz, LPG veya sıvı yakıt kullanılmaktadır. İncelenen sistemlerin yıllık birincil enerji kaynak tüketimleri dikkate alınarak emisyon değerleri hesaplanmaktadır. Şekil 9'da görüldüğü gibi ısı pompalı yerden ısıtma sisteminin villanın ısı ihtiyacını karşılamak için kullanılması durumunda yıllık bazda doğal gazlı kazan sistemine göre 1663 kg CO₂ emisyonunda, LPG kazan sistemine ve sıvı yakıt kazan sistemine göre 2426 kg CO₂ emisyonunda azalma sağlamaktadır.

İşletme maliyetleri açısından ısı pompalı yerde ısıtma sistemi ile doğalgaz kullanılan kazanlı sistem karşılaştırılmıştır. Tablo 11'de verildiği üzere ısı pompalı yerden ısıtma sisteminin yıllık işletme maliyeti 3.579,55 TL ve doğalgazlı sistemin yıllık işletme maliyeti 4.881,87 TL olmaktadır. Isı pompalı sistemin ısınma maliyeti doğalgazlı sisteme göre daha düşük olmaktadır. Bunun sonucu olarak ısı pompalı sistemin ilk yatırım maliyetinden ortaya çıkan fiyat farkı ilerleyen zamanlarda işletme maliyetlerinden karşılanabilmektedir.

Tablo 11. Yıllık Isı Pompalı Yerden Isıtma Sisteminin Doğalgazlı Sistemin İşletme Maliyetleri İle Karşılaştırması

	Isı pompalı sistem	Doğalgazlı sistem
Birim fiyat (TL/kWh)	2,06 (Elektrik)	0,377 (Doğalgaz)
Bir yıllık işletme maliyeti (TL)	3.579,55	4.881,87

3. SONUÇLAR

Bu çalışmada Alaçatı, İzmir’de yer alan bir villanın ısı pompası ile ısıtılma uygulaması incelenmiştir. Emitör olarak düşük sıcaklık radyatörü ve yerden ısıtma olmak üzere iki uygulama incelenmiştir. Tablo 12’de yapılan çalışma sonucu elde edilmiş olan bilgilerin karşılaştırması verilmektedir.

Villada incelenen iki farklı ısı pompası uygulamasında ısıtma kapasitesini karşılamak için ocak ayında maksimum enerji tüketimi gerçekleşmiştir. Isıtma ihtiyacını karşılamak için sadece ocak ayında ısı pompasına ek olarak yedek ısıtıcı çalıştırılmaktadır. Isı pompalı yerden ısıtma sisteminin toplam yıllık elektrik enerji tüketimi 1737 kWh olup bunun 1 kWh’lik kısmı yedek ısıtıcı ile karşılanmaktadır. Isı pompalı düşük sıcaklık radyatörlü ısıtma sisteminde ise toplam yıllık elektrik enerji tüketimi 3789 kWh olup bunun 5 kWh’lik kısmı yedek ısıtıcı ile karşılanmaktadır. Villanın mayıs, haziran, temmuz, ağustos ve eylül aylarında ısıtma ihtiyacı olmadığından enerjisi tüketimi olmamaktadır.

Yerden ısıtmada yüksek ısı transfer yüzeyinin getirdiği avantaj sonucu ısıtmada maksimum çıkış suyu sıcaklığı düşük sıcaklık radyatörüne göre 20°C daha az olmaktadır ve bu durum direkt olarak sistem performansını etkilemektedir. İncelenen durumda yerden ısıtma uygulamasındaki ısı pompasının SCOP değeri düşük sıcaklık radyatör uygulamasındaki SCOP değerinin 2,18 katı olarak bulunmuştur. Isı pompasının veriminin artması yıllık enerji tüketimini, yıllık CO₂ emisyonunu ve yıllık işletme ma-

Tablo 12. Isı Pompalı Düşük Sıcaklık Radyatörlü Isıtma Sistemi ile Isı Pompalı Yerden Isıtma Sisteminin Karşılaştırması

	Çıkış Suyu Sıcaklık Aralığı (°C)	SCOP	Isı Pompasının Kapasitesi (-3°C) (kW)	Yıllık Enerji Tüketimi (kWh)	Yıllık Isı Pompası Enerji Tüketimi (kWh)	Yıllık Ek Isıtıcı Enerji Tüketimi (kWh)	Denge Noktası (°C)	Isıtma CO ₂ Emisyonu (kg)	Yıllık İşletme Maliyeti (TL)
Düşük Sıcaklık Radyatörü	40-55	3,08	10,47	3789	3784(%99,9)	5(%0,1)	-0,9	1486	7.806,15
Yerden Isıtma	10-35	6,71	11,32	1737	1736(%99,9)	1(%0,1)	-1,9	682	3.579,55



liyetini ciddi oranda azaltmaktadır. Isı pompasının veriminin artması ile yıllık enerji tüketimini 2052 kWh azaltmakta ve yıllık CO₂ emisyonunu 804 kg azaltmaktadır.

Isı pompalı düşük sıcaklık radyatörlü ısıtma sisteminin yıllık işletme maliyetinin 7.806,15 TL ve ısı pompalı yerden ısıtma sisteminin yıllık işletme maliyeti 3.579,55 TL olarak belirlenmiştir. Doğalgaz kazanlı sistemin kullanılması durumunda ise işletme maliyeti 4.881,87 TL olarak hesaplanmıştır. İşletme maliyetleri kıyaslandığında en düşük ısınma maliyetinin ısı pompalı yerden ısıtma sistemi ile sağlandığı görülmektedir. Bu sayede ısı pompalı yerden ısıtma sisteminin ilk yatırım maliyetinden ortaya çıkan fiyat farkının ilerleyen zamanlarda işletme maliyetlerinden karşılanabileceği görülmektedir.

Sonuç olarak, ısı pompalı sistemlerin ilk yatırım maliyetlerinin doğalgazlı sistemlere kıyasla yüksek olmasına karşın, temiz ve güvenilir olmaları, özellikle ılıman iklim bölgelerinde yerden ısıtma ve düşük sıcaklık radyatörü gibi optimum emitör sistemleri ile kullanılmalarıyla avantajlı hale gelmektedir. Isı pompalı sistemler günümüzde ve gelecekte ortaya koydukları avantajlardan dolayı kullanımları gün geçtikçe artmaktadır.

TEŞEKKÜR

Çalışmanın gerçekleştirilmesine katkı sağlayan ve desteklerini esirgemeyen DAIKIN firmasına teşekkür ederiz.

KAYNAKÇA

- Çokgez Kuş, A. ve Çomaklı, K. (2015). Farklı Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Ekonomik Analizi. *Tesisat Mühendisliği*, Sayı 148; s.13-21. Erişim adresi: http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/1a89e47369ff8f2_ek.pdf?dergi=1586.
- Daikin. (2022). Altherma Isı Pompası Kataloğu. Erişim adresi: https://st-daikin.mncdn.com/Content/media/img_shared/PDF/Altherma_isi_pompasi_katalogu.pdf.
- Develioğlu, M. (2012). *Yer Kaynaklı Isı Pompalarının Teknolojik Gelişimi ve Türkiye'deki Uygulanabilirliği* (Yüksek Lisans Tezi). Hacettepe Üniversitesi Temiz Tükenmez Enerjiler Anabilim Dalı, Ankara. Erişim adresi: <http://www.openaccess.hacettepe.edu.tr:8080/xmlui/bitstream/handle/11655/2270/c56b3157-91ef-42c4-8802-13a78ec7e1d7.pdf?sequence=1>.
- Doğan, B., Yalçınkaya C. ve Balcı, M. G. (2016). Kırıkkale İlinde Bulunan Olimpik Yüzme Havuzunda Su Isıtma İçin Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı. *Mühendis ve Makina*, cilt 57, sayı 681, s. 38-48. Erişim adresi: https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/013_makale_kirikale.pdf.
- Erdem, E. U., Bahçeci İ., Arzık A. ve Akdemir Ö. (2017). Farklı İklimlendirme Uygulamalarının Örnek Bir Villada Değerlendirilmesi. *13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*,



- 19-22 Nisan 2017, İZMİR, mmo yayın no: E/MMO/667, cilt 1, s. 265-287. Erişim adresi: <http://mmoteskon.org/wp-content/uploads/2017/05/2017-018.pdf>.
- Gaur, A. S., Fitiwi, D. Z. ve Curtis, J. (2021). Heat Pumps and Our Low-Carbon Future: A Comprehensive Review. *Energy Research & Social Science*, vol. 71, 101764. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.erss.2020.101764>.
- Le, K. X., Huang, M. J., Shah, N. N., Wilson, C., Artain, P. M., Byrne, R. ve Hewitt, N. J. (2019). Techno-Economic Assessment of Cascade Air-to-Water Heat Pump Retrofitted into Residential Buildings Using Experimentally Validated Simulations. *Applied Energy*, 250, s. 633–652. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.05.041>.
- Meteoroloji Genel Müdürlüğü. (2022). Resmi İstatistikler. Erişim adresi: <https://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/il-ve-ilceler-istatistik.aspx?m=IZMIR>.
- Pastakkaya, B., Ünlü K. ve Yamankaradeniz R. (2015). Örnek Bir Yapının İklimlendirilmesinde Güneş Enerjisi Kaynaklı Isı Pompasının Simülasyon Tekniği ile İncelenmesi. *Mühendis ve Makina*, cilt 56, sayı 666, s. 30-37. Erişim adresi: https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/b65ec8455d1ffec_ek.pdf.
- Rivoire, M., Casasso, A., Piga, B. ve Sethi, R. (2018). Assessment of Energetic, Economic and Environmental Performance of Ground-Coupled Heat Pumps. *Energies*, 11, 1941, s.1-23. Doi: <https://doi.org/10.3390/en11081941>.
- Tabatabaei, S. ve Treur, J. (2016). Comparative Analysis of the Efficiency of Air Source Heat Pumps in Different Climatic Areas of Iran. *Procedia Environmental Sciences*, 34, s.547-558. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.proenv.2016.04.048>.
- Temel, Ö. (2016). Türkiye’de Bölgelere Göre Isı Pompası Seçim Kriterleri (Yüksek Lisans Tezi). Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Eskişehir. Erişim adresi: <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/>.
- TS 825. (2008). TS 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları. Türk Standardları Enstitüsü, Ankara. Erişim adresi: <https://www.tse.org.tr/>.



Atmosferik Basıncılı Plazma ve Alevle Dağlama Yüzey Aktivasyon İşlemlerinin Karşılaştırılması, Astarsız Boyanabilirliğinin İncelenmesi

Kadir Ayas^{*1}, Adem Karaca², İsmail Hakan Çetinkaya³, Kadir Çavdar⁴

ÖZ

Polipropilen, sahip olduğu üstün mekanik özelliklerden dolayı otomotiv sektöründe sıklıkla kullanılmaktadır. Otomobillerde kullanılması için boyama, kaplama vb. işlemler yapılan polipropilenin yüzey enerjisinin düşüklüğü nedeniyle aktivasyon işlemleri görmektedir ve yüzeye boya öncesi astarlama uygulaması yapılmaktadır. Bu çalışmada atmosferik basınçlı plazma (ABP) ve alevle dağlama yüzey aktivasyonu işlemleri gören polipropilenin ıslatılabilirliği, yüzey enerjisi ve boya mukavemetindeki değişimler incelenmiş, elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yapışma ve ıslatılabilirlik arasındaki ilişki araştırılmıştır. ABP ile polipropilen yüzeyi arasındaki etkileşimi anlayabilmek için iki farklı işlem hızı (30 mm/s ve 100mm/s) ile deneyler yapılmıştır. Deneysel sonuçlar, ABP işleminin polipropilenin ıslanabilirliğini ve yapışma özelliklerini önemli ölçüde artırabileceğini ve ABP işlemin diğer aktivasyon yöntemlerine kıyasla çevreci bir alternatif olabileceğini göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Polipropilen, alevle dağlama, atmosferik basınçlı plazma, boyanabilirlik, su temas açısı

Comparison of Atmospheric Pressure Plasma and Flame Etching Surface Activation Processes, Investigation of Primerless Paintability

ABSTRACT

Polypropylene is frequently used in the automotive industry due to its mechanical properties. Polypropylene, which is painted, coated, etc., before it is used in automobiles, undergoes activation processes due to its low surface energy and primer is applied to the surface before painting. In this study, the changes in the wettability, surface energy and paint strength of polypropylene, which underwent atmospheric pressure plasma (ABP) and flame activation surface activation processes, were examined and the results were compared. The relationship between adhesion and wettability was investigated. In order to understand the interaction between ABP and the polypropylene surface, experiments were carried out with two different processing speeds (30 mm/s and 100mm/s). Experimental results show that the ABP treatment can significantly increase the wettability and adhesion properties of polypropylene and the ABP treatment can be an environmentally friendly alternative to other activation methods

Keywords: Polypropylene, flame activation, atmospheric pressure plasma, paintability, water contact angle

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 26.08.2022

Kabul/Accepted : 30.12.2022

¹ Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD., Bursa kadirayas@uludag.edu.tr, ORCID: 0000-0002-8538-5792

² Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD., Bursa ademkaraca@uludag.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2085-9635

³ Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği ABD., Bursa hakan.cetinkaya@a-plasitd.com.tr, ORCID: 0000-0001-7331-0411

⁴ Bursa Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa cavdar@uludag.edu.tr, ORCID: 0000-0001-9126-0315



EXTENDED ABSTRACT

Introduction/Background

In this study, changes in paint strength and wettability were investigated after polypropylene (PP) surfaces were treated with flame activation and atmospheric pressure plasma activation methods using air as plasma gas. After surface activation, durability tests preferred by automobile manufacturers were carried out on PP surfaces painted with and without primer, and it was aimed that the samples painted without primer would have the strength to pass these tests. ABP and flame activation surface activation methods were compared and their superiority to each other was examined.

Methods/Methodology

17% talc added PP (Hifax TYC 1123P E C11538-) raw material used in this study was purchased from LyondellBasell (Türkiye) as granules. Atmospheric pressure plasma (ABP) device was used to increase the low surface energy of the test plates produced by injection moulding method. ABP applications, using FG5001 Openair-Plasma® generator manufactured by Plasmatreat, producing 280 V output voltage, 15 A current and using ambient air with 3.5 bar pressure, and RD1400 model rotary nozzle, at different operating speeds from 10 mm distance has been applied. The flame activation process is applied to the surface at a speed of 750 mm/s from a distance of 100 mm with a gas pressure of 0,15 bar by using a natural gas/air gas mixture in a 1:10 mixture. These process parameters are standardized parameters known to provide proper surface activation.

Painted test plates were subjected to a series of tests to determine the quality of the dyeing process. In order to investigate the moisture resistance feature in these tests, water resistance properties and paint strength test plates were subjected to tests according to Fiat 50470 standard. The procedure used to measure surface wettability is based on ASTM D2578-84. To determine water contact angles, ImageJ software was used.

Results/Findings

The average water contact angle of the untreated PP surfaces was measured as 98°. This value showed a decrease of approximately 37.75% in flame activated parts. The water contact angle value decreased by 50% in the ABP process applied at a speed of 100 mm/s on the polypropylene surface, and by 63.26% in the ABP process applied at a speed of 30 mm/s. After the activation process, all parts painted with and without primer passed the cross cutting and moisture tests successfully. In the water resistance tests, although improvements were observed in the activated parts compared to the untreated parts, paint detachments were observed at an unacceptable level from the surface of the test sample which painted without primer.

Discussion and Conclusions

The results revealed the importance of the effects of surface activation processes before painting on adhesion strength. These effects can be seen when looking at the water contact angle measurement results. These results proved that the ABP treatment is an effective method to increase the wettability of polypropylene surfaces. Paint adhesion strength was investigated by flame and ABP activation at speeds of 30 mm/s and 100 mm/s.

It has been observed that there is a higher adhesion strength with the increase of the amount of plasma exposed to the surface. It has been observed that the polypropylenes painted without primer after the activation process do not have sufficient strength, but they have obvious advantages over the untreated and painted without primer samples. Further studies are needed to obtain a polypropylene surface with sufficient strength by painting without a primer.



1. GİRİŞ

Polimer malzemeler otomobil üretiminde ağırlığı azaltmak için tercih edilen materyallerdir. Düşük yoğunluk, yüksek tokluk ve mukavemet, düşük maliyet, iyi geri dönüştürülebilirlik gibi özelliklerinden dolayı otomobillerdeki pek çok parça polimer malzemelerden üretilmektedir (Mühlhan, Weidner, Friedrich ve Nowack, 1999). Mevcuttaki otomobillerin gözle görülen estetik parçalarının büyük bir kısmı polimerlerden oluşmakta ve boyanarak araç üzerine montajlanmaktadır. Bu yüzden plastik parçaların boyanması otomotiv üreticileri için en önemli proseslerin başında gelmektedir (Machado, Gamarra, Marques ve da Silva, 2018). Polipropilen (PP) gibi otomotiv sektöründe sıklıkla kullanılan bazı polimerler doğal hallerinde düşük yüzey enerjisine sahiptirler. Bu yüzden boya işlemi öncesinde PP yüzeyine bazı ek işlemler uygulanmaktadır. Polipropilen yüzeyinin boyanması işlemi 3 adımda gerçekleşmektedir: (1) temizleyici emdirilmiş bir bez ile yüzeydeki yağ ve kirlerin uzaklaştırılması; (2) yüzey aktivasyonu; (3) astarla yüzeyin kaplanması ve boyama (Carrino, Moroni ve Polini, 2002). Uygun seviyede boya yapışma mukavemetini sağlayabilmek için polipropilen yüzeyler mekanik veya kimyasal aşındırmaya maruz bırakılmakta ya da çeşitli yüzey aktivasyon yöntemleriyle yüzey işlemlerine tabi tutulmaktadır (Leroux, Campagne, Perwuelz ve Gengembre, 2008). Alevle dağlama yüzey aktivasyon yöntemi kolay ulaşılabilirlik, iyi uygulanabilirlik, düşük kurulum maliyeti vb özellikleriyle, atmosferik basınçlı plazma (ABP) yüzey aktivasyon yöntemi ise çevreye zararlı etkileri olmaması, seri üretime uygun olması ve işletme maliyetlerinin düşüklüğü gibi özellikleriyle diğer aktivasyon yöntemleri arasında öne çıkmaktadırlar (Ebnesajjad, 2014; Williams, Abel, Grant, Hrachova ve Watts, 2015).

Alevle dağlama yöntemi seri üretime uygunluk ve düşük kurulum maliyeti ve işletme maliyetleri ile otomotiv sektöründe kullanılan en yaygın yöntemdir. Eşit olmayan, düzgünsüzlükler içeren yüzeylerin aktivasyonunda etkili bir yöntemdir. Bu yöntemde alevlerin kontrolü kritik bir rol oynamaktadır. Mesafe ve alevler düzgün kontrol edilmezse yüzeye hasar verebilmektedir (Ebnesajjad, 2014; Williams ve diğ., 2015). Alevi oluşturan gazın içeriği genellikle metan, propan, bütan ve bu gazların hava ile karışımlarından oluşmaktadır (Alexander ve diğ., 2008).

Günümüzde ABP'nin yüzey kaplama, sertleştirme, boyama, yapışma, temizleme gibi farklı uygulamaları vardır (Penkov, Khadem, Lim ve Kim, 2015). ABP işleminde, kullanılan gaz plazma jeneratörü vasıtasıyla iyonize olmuş bir şekilde nozuldan dışarıya verilmektedir. İyonize edilmiş gaz bulutu içerisinde iyonlar, elektronlar, moleküller ve radikal gruplar bulunmaktadır. Bu materyaller polipropilen yüzeyine tutunarak malzemenin temel özelliklerinde bir değişime sebep olmadan, ıslanabilirliğini ve yapışma dayanımını arttırmaktadır [9]. ABP işlemi sonucunda elde edilen yüzey aktifliği değişen plazma gücü (Wang, Wang, Yang, Huo ve Wang, 2010; Upadhyay, Cui, Anderson ve Brown, 2004; Yaman ve diğ., 2009), işlem süresi (Yaman ve diğ.,



2009; Hwang, An, McCord, Park ve Kang, 2003; Shabanpour ve diğ., 2021; Zhang ve diğ., 2020), işlem mesafesi (Shaw, West, Bredin ve Wagenaars, 2016; Kehrer ve diğ., 2020), gaz çeşidi (Kehrer ve diğ., 2020), gaz debisi (Kehrer ve diğ., 2020; Kwon, Tang, Myung, Lu ve Choi, 2005; Mccord ve diğ., 2002) gibi işlem parametrelerine göre değişiklik gösterebilmektedir.

ABP'nin diğer bir kullanım alanı da yüzey kaplaması işlemidir. ABP ile yüzeye yapılan iyonize gaz bombardımanı ile yüzeydeki organik moleküller ve polimer katmanları kaldırır ve bu sayede matris ile kaplama arasındaki yüzey alanını genişleterek daha dayanıklı kaplamalar oluşturmaktadır (Carrino ve diğ., 2002). Pandiyaraj vd. (2019) triisopropil fosfat monomerini 95°C'de buhar haline getirip argon (Ar) gazının içerisine karıştırarak ABP işlemi ile polipropilen yüzeyinde fosfor içeren bir kaplama oluşturmuşlardır. Yaptıkları çalışmada monomer akış debisini ve çıkış gerilimini değiştirerek ABP işleminin etkilerini incelemişlerdir. Monomer akış debisinin ve çıkış geriliminin artmasıyla yüzeyde oluşan fosfor içerikli grupların arttığını, su temas açılarının da düştüğünü belirtmişlerdir. Benzer bir çalışmada Zhang vd. (2020) polipropilen yüzeyinde değişen işlem süreleriyle yapılan ABP işlemi ile metil metakrilat birikimini incelemişlerdir.

Polipropilenin yapışma dayanımını artırmak için ABP kullanımı yaygın bir yöntemdir. ABP işlemi ile yüzey pürüzlülüğü, yüzey enerjisi ve yüzeydeki hidrofilik gruplar artırılarak yapışma mukavemetinde iyileştirme sağlanmaktadır. Polimerlerin yapışma davranışında yüzey pürüzlülüğü ve enerjisi dışında yapıstırıcı çeşidinin de etkileri bulunmaktadır (Durmuş, Ülkü, Güden ve Faruk Otnar, 2005). Sato, Ise, Horiuchi, Akiyama ve Miyamae (2019) N₂ gazı kullanan ABP ve alevle dağlama aktivasyon yöntemleri ile polipropilen yüzeylerine uyguladıkları işlemler sonucunda ABP ile işlem gören yüzeylerde daha yüksek yapışma mukavemeti elde edildiğini belirtmişlerdir. Yaptıkları incelemeler sonucunda ABP ile işlem görmüş parçalarda yüzey pürüzlülüğünün ve fonksiyonel grupların sayısının alevle dağlama işlemine göre daha fazla artış gösterdiğini belirterek yapışma mukavemetindeki artışın bu özelliklerle bağlantılı olduğunu belirtmişlerdir. Encinas, Abenojar ve Martínez (2012) kimyasal aşındırma, mekanik aşındırma, ABP işleminin ve bu işlemlerin kombinasyonlarının yapışma mukavemeti üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. İncelenen yöntemler arasında en yüksek yapışma dayanımının ABP yüzey aktivasyonu ile elde edildiğini, kimyasal aşındırma işleminden sonra ABP yüzey aktivasyonu yapıldığında bu etkinin yaklaşık %300 arttığını belirtmişlerdir. Mandolino, Lertora, ve Gambaro, (2014), soğuk ABP ile yaptıkları uygulamada farklı plazma gücü, plazma gazları ve işlem süresinin yüzey pürüzlülüğü, ıslatılabilirlik ve yapışma mukavemeti üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Artan işlem süresi ve plazma gücünün ıslanabilirliği artırdığını, hava, oksijen ve argon gazlarından yapışma mukavemetinde en yüksek dayanımın oksijenle elde edildiğini ve yüzey pürüzlülüğündeki artışın yapışma dayanımını artırdığını belirtmişlerdir.



Shabanpour vd. (2021) yaptıkları çalışmada alevle dağlama ve ABP yüzey aktivasyonu uygulanmış PP yüzeylerini boyayarak kareleme ve boya yapışma mukavemeti testleri gerçekleştirerek karşılaştırma yapmışlardır. Yüzeylerin karakterizasyonu için su temas açısı, yüzey serbest enerjisi ölçümleri ve atomik kuvvet mikroskobu (AFM) görüntülerini kullanmışlardır. ABP işlem süresinin iletilebilirliğe etkisini incelemek için yaptıkları su temas açısı testlerinde işlem süresi arttıkça yüzeylerin iletilebilirliğinin iyileştiği sonucuna ulaşmışlardır.

Bu çalışmada PP yüzeyleri alevle dağlama ve plazma gazı olarak hava kullanan atmosferik basınçlı plazma aktivasyon yöntemleriyle işlendikten sonra boya dayanımındaki ve ıslanabilirliğindeki değişimler incelenmiştir. Yüzey aktivasyonu yapıldıktan sonra astarlı ve astarsız olarak boyanan PP yüzeyleri üzerinde otomobil üreticileri tarafından tercih edilen dayanıklılık testleri gerçekleştirilmiş, astarsız boyanan numunelerin bu testleri geçebilecek dayanıma sahip olması hedeflenmiştir. ABP ve alevle dağlama yüzey aktivasyonu yöntemlerinin karşılaştırması yapılarak birbirlerine olan üstünlükleri incelenmiştir. ABP işlemi ile astarsız boyamanın sağlanması durumunda aşağıdaki kazanımlar hedeflenmektedir:

- Çevre için zararlı bir materyal olan kimyasal astar kullanımının kaldırılması,
- Boyama işlemi maliyetlerinin azaltılarak ekonomik kazanımların elde edilmesi,
- Boyama işleminden astar atma uygulamasının kaldırılması ile işlem süresinde azalma,
- İşletme içerisinde astarlama işlemi için ayrılan alanın kaldırılması ile boş alanlar elde edilmesi,
- Astar atma prosesi için gereken iş gücünün farklı alanlarda kullanılabilmesi,
- Astar kullanımından kaynaklanan iş sağlığı ve güvenliği için tehlikeli olabilecek materyal ve ortamların oluşmaması

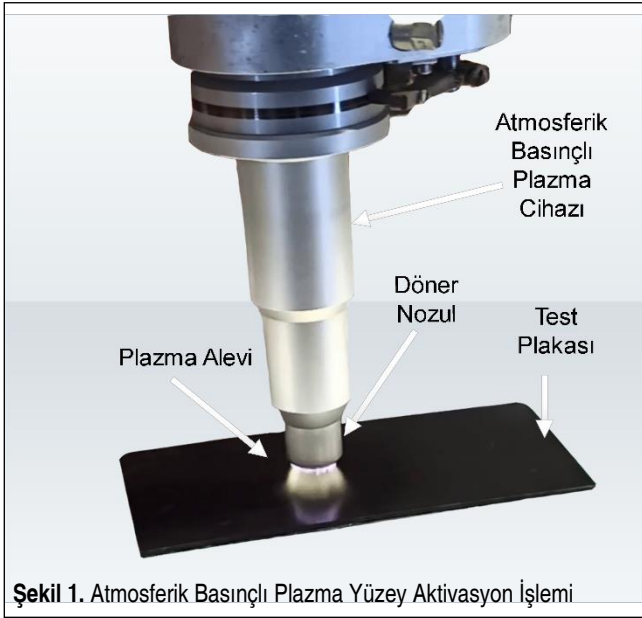
gibi nedenlerden dolayı otomotiv vb. üretim süreçlerinde atmosferik basınçlı plazma uygulamasının kullanılmasının uygun olacağı düşünülmektedir.

2. MALZEME VE YÖNTEM

Bu çalışma kapsamında kullanılan %17 talc katkılı polipropilen (PP) (Hifax TYC 1123P E C11538-) ham madde LyondellBasell (Türkiye)'den granül halinde alınmıştır. PP hammaddelerin üzerinde var olan ya da çeşitli hava koşulları nedeniyle oluşabilecek olan nemin giderilmesi için 80°C'de 2 saat nem giderme hunisinde bekletilmiştir. Nemi alınan granüllerden plastik enjeksiyon yöntemi ile 80x200x2,5 mm boyutlarında test plakası üretilmiştir. Test plakalarının boyamasında Kansai Altan firmasından temin edilen reçine esaslı beyaz boya ve BASF firmasından temin edilen reçine esaslı astar kullanılmıştır.

2.1 Atmosferik Basıncı Plazma Yüzey Aktivasyonu

Enjeksiyon kalıplama yöntemiyle üretilen test plakalarının düşük yüzey enerjisini arttırmak için atmosferik basınçlı plazma (ABP) cihazı kullanılmıştır. ABP uygulamasından önce test plakalarının yüzeyleri izopropil alkol emdirilmiş bezle temizlenmiştir. ABP uygulamaları Plasmatreat tarafından üretilmiş, 280 V çıkış gerilimi, 15 A akım üreten ve ortam havasını 3,5 bar basınçla kullanan FG5001 Openair-Plasma® jenatör ve RD1400 model döner nozul kullanılarak, 10 mm mesafeden 30 mm/s ve 100 mm/s çalışma hızlarında uygulanmıştır. ABP ile yapılan yüzey işlemi Şekil 1’de gösterilmektedir.



2.2 Alevle Dağlama Yüzey Aktivasyonu

Halihazırda pek çok üretici tarafından yüzey aktivasyonu için kullanılan yöntemlerden biri olan alevle dağlama (flamaj, flame aktivasyon), ABP'nin etkilerinin anlaşılabilmesi için bir karşılaştırma yöntemi olarak seçilmiştir. Alevle dağlama işleminden önce polipropilen malzeme yüzeyleri izopropil alkol emdirilmiş bezle temizlenmiştir. Alevle dağlama işlemi 1:10 karışımında doğalgaz/hava karışımı kullanılarak, 0,15 bar gaz basıncı ile 100 mm mesafeden 750 mm/s tarama hızıyla yüzeye uygulanmaktadır. Bu proses parametreleri uygun yüzey aktivasyonunu sağladığı bilinen standartlaştırılmış parametrelerdir. Alevle dağlama ile yapılan yüzey işlemi Şekil 2’de gösterilmektedir.

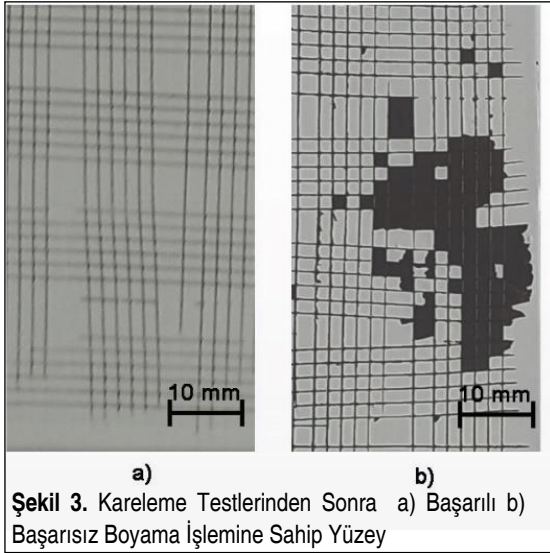
2.3 Boyanabilirlik Testleri

Atmosferik basınçlı plazma ve alevle dağlama ile yüzey aktivasyonu yapılan test parçalarının bazılarında boyamadan önce astar uygulanmıştır. Boyama işlemi Tablo 1’de gösterildiği şekilde astarlı, astarsız, alevle dağlama aktivasyonu ve ABP aktivasyonu olacak şekilde farklı kombinasyonlarda gerçekleştirilmiştir.

Tablo 1. Yüzey Aktivasyon Yöntem Parametreleri

Parametre	Atmosferik Basıncı Plazma (ABP)		Alevle Dağlama
Mesafe (m/m)	10	10	100
Hız (mm/s)	30	100	750
Astar Uygulaması	Astarlı	Astarsız	Astarlı

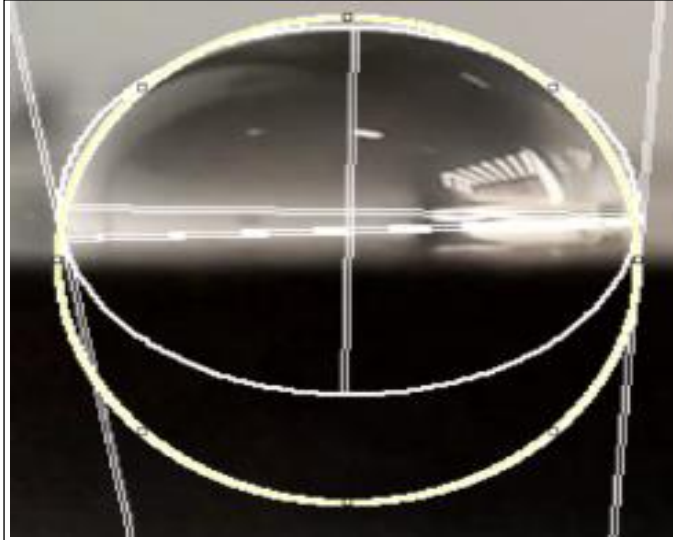
Boyanan test plakaları boyama işleminin kalitesini tespit edebilmek için bir dizi teste tabi tutulmuştur. Bu testlerde nem dayanım özelliğinin araştırılması için test plakaları Fiat 50184-B ve 50184-D standartlarına göre 500 saat $40\pm 2^\circ\text{C}$ sıcaklık ve %95-100 bağıl nem bulunduran ortam havasında bekletilmiş ve Fiat 50461-B1 standardına göre kareleme (cross-cutting) yöntemi ile yapışma mukavemeti test edilmiştir. Su dayanım özelliklerini tespit etmek için Fiat 50470 standardına göre 24 saat $60\pm 4^\circ\text{C}$ su altında bekletilmiş ve kareleme testi ile yapışma mukavemeti incelenmiştir. Hiç su ve nem testine tabi tutulmamış numunelerle birlikte bu parçalar Fiat 50461(Carrino ve diğ., 2002) standardına dayandırılarak kareleme testi gerçekleştirilmiştir.



Bu testlere göre kareleme testlerinden sonra yüzeyden 100 mm²'den daha az boya ayrılıyorsa boyama işlemi yeterli yapışma direncine sahip (Şekil 3a), fazla boya ayrılıyorsa boyama işlemi yetersiz yapışma direncine sahip (Şekil 3b) sayılmaktadır.

2.4 Su Temas Açısı Ölçümleri

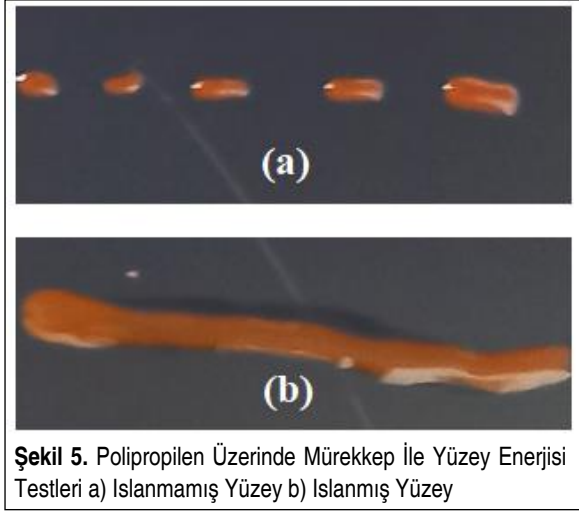
Test plakalarına saf su kullanılarak su temas açısı ölçümleri yapılmıştır (Şekil 4). Malzeme yüzeyindeki beş farklı noktaya 0,05 mL hacme sahip beş adet saf su damlatılmış ve ImageJ yazılımı kullanılarak temas açısı ölçümleri yapılmıştır (Şekil 4).



Şekil 4. ImageJ Yazılımı İle Su Temas Açısı Ölçümü

2.5 Yüzey Enerjisi Ölçümleri

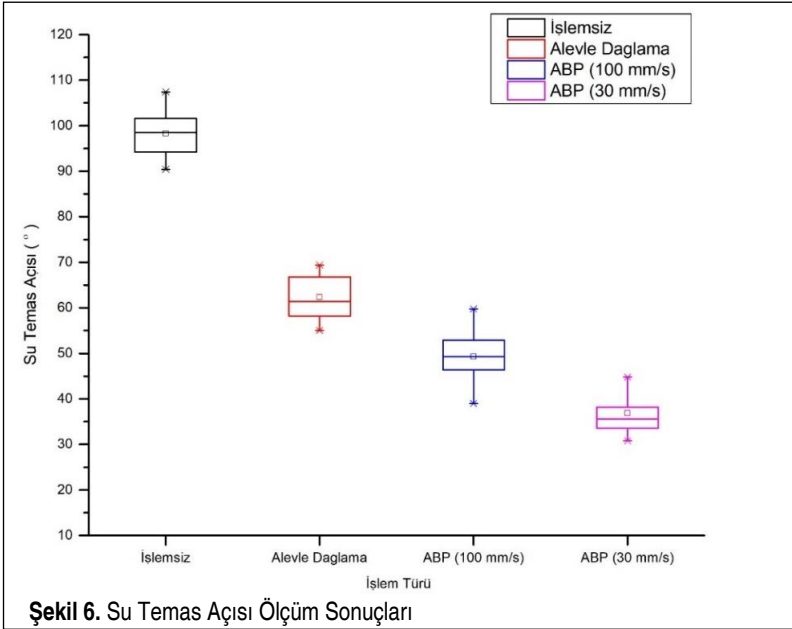
Yüzey ıslanabilirliğini ölçmek için kullanılan prosedür, ASTM D2578-84 (Carrino ve diğ., 2002) standardına dayanmaktadır. Hill GmbH.'tan temin edilen yüzey gerilimi 36 mN/m ile 52 mN/m arasında değişen test mürekkepleri ile yüzey enerjisi tespiti yapılmıştır. Test mürekkepleri polipropilen yüzeyine damlatılıp 600 mm² alanı kaplayacak şekilde yayılması sağlanmıştır. Mürekkep yayıldıktan 2 saniye sonra film görüntüsünü Şekil 5a'daki gibi damlacık formuna dönüyorsa yüzeyi ıslatmadığı, 2 saniye içinde Şekil 5b'deki gibi koruyabiliyorsa yüzeyi ıslattığı kabul edilmiştir. Bu yöntem ile polipropilenin yüzey enerjisi bulunabilmektedir. Stabil bir boyama kalitesi için, otomobil üreticileri yüzey enerjisi alt sınırı olarak 46 mN/m değerini kabul etmektedir.



3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

3.1 Su Temas Açısı ve Yüzey Enerjisi Ölçümleri

Yüzey aktivasyonunu ölçmek için, ABP ve alevle dağlama uygulanmış, işlem görmemiş PP malzemelerde su temas açıları ölçülerek işlem etkileri incelenmiştir. Şekil 6'da su temas açısı ölçüm sonuçları verilmiştir.



Şekil 6’da görüldüğü üzere herhangi bir işlem görmemiş PP yüzeylerinin ortalama su temas açısı 98° ölçülmüştür. Bu değer otomotiv sanayiinde yaygın olarak kullanılan alevle dağlama işlemi görmüş parçalarda işlemsiz parçalara kıyasla yaklaşık %37,75 düşüş göstererek 61° ölçülmüştür. Polipropilen yüzeyine 100 mm/s hızda uygulanan ABP işleminde su temas açısı değeri %50 düşüşle 49° , 30 mm/s hızda uygulanan ABP işleminde %63,26 düşüş göstererek 36° ölçülmüştür. Bu sonuçlara göre ABP işlem hızının düşmesi ıslanabilirliği artırmaktadır. Bu çalışmada kullanılan parametrelere göre ABP işleminin ıslanabilirlikte alevle dağlama işlemine bariz bir üstünlüğü bulunmaktadır.

Yüzey enerjisini ölçmek için yüzey gerilimi 36 mN/m ile 52 mN/m arasında değişen test mürekkepleri işlem görmemiş, alevle dağlama işlemi ve ABP işlemi uygulanmış yüzeylere sırayla uygulanmıştır. Sonuçları Tablo 2’de verilmiştir. Bu tabloya göre işlem görmeyen polipropilen yüzeyleri 36 mN/m enerjiye sahipken alevle dağlama yüzey aktivasyon yöntemi uygulandıktan sonra bu değer 48 mN/m’ye, ABP yüzey aktivasyon yöntemlerinden sonra 52mN/m’ye ulaşmıştır.

Tablo 2. İşlemlere Göre Mürekkep Testi Sonuçları

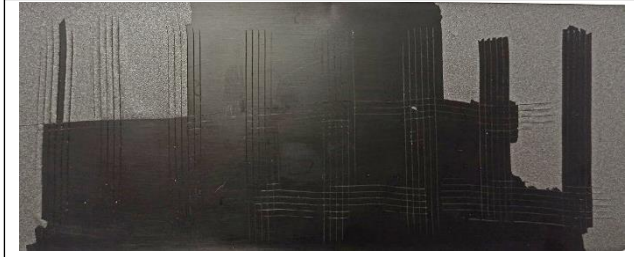
Yüzey Gerilim (mN/m)	İşlem Türü			
	İşlemsiz	Alevle Dağlama	ABP (100 mm/s)	ABP (30 mm/s)
36	●	●	●	●
40	○	●	●	●
42	○	●	●	●
44	○	●	●	●
46	○	●	●	●
48	○	●	●	●
50	○	○	●	●
52	○	○	●	●

○ = <
● = >

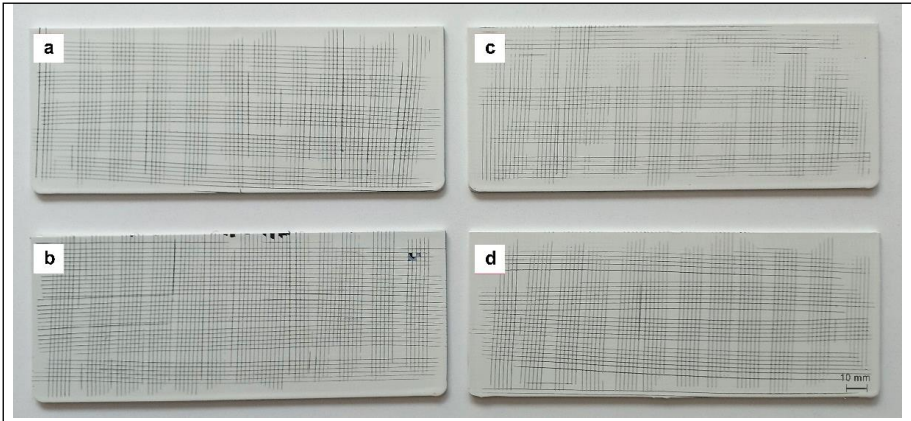
3.2 Boyanabilirlik

PP malzemeye uygulanan boyanın yapışma dayanımını inceleyebilmek için bir dizi test yapılmıştır. Testler bir otomobil parçasının karşılaşılabileceği ortam koşullarına göre oluşturulmuş ve zamanla standartlaştırılmış test prosedürlerine uyularak gerçekleştirilmiştir. Bu testler (1) boyama işleminden sonra ek işlem olmadan, (2) 500 saat $40\pm 2^\circ\text{C}$ sıcaklık ve %95-100 bağıl nem bulunduran ortam havasında ve (3) 24 saat $60\pm 4^\circ\text{C}$ su altında olmak üzere üç farklı ortam şartında bekletilmiştir. Daha sonra bu üç ortamdan alınan numunelere kareleme testi yapılmıştır

Şekil 7’de yüzey aktivasyon işlemi yapılmamış, astar kullanmadan boyanan PP’nin kareleme testi sonrası görüntüsü verilmektedir. Yüzey aktivasyonu yapılmamış PP



Şekil 7. Yüzey Aktivasyonu Yapılmamış ve Astarsız Boyanmış PP Yüzeyinin Kareleme Testi Sonucu

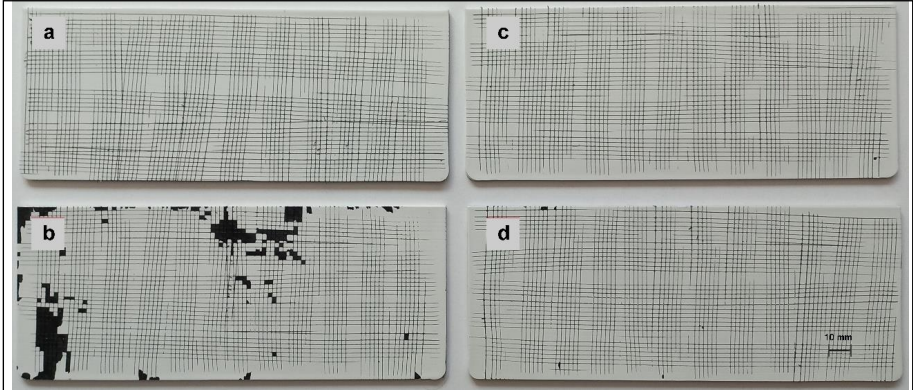


Şekil 8. Yüzey Aktivasyon İşlemlerinden Sonra Oda Sıcaklığında Bekletilmiş, Boyanmış PP Numunelerin Kareleme Yöntemi ile Yapışma Mukavemeti Sonuçları; a) 100 mm/s hızda ABP işlemi uygulanmış (astarlı), b) 100 mm/s hızda ABP işlemi uygulanmış (astarsız), c) 30 mm/s hızda ABP işlemi uygulanmış (astarlı), d) Alevle dağlama işlemi uygulanmış (astarlı).

yüzeyinin enerjisi 36 mN/m seviyesindedir. Bu değer boya tutunması için gerekli olan değerden çok altında olduğu için boya yapışma mukavemeti düşük kalmıştır ve yüzeydeki boyanın neredeyse hepsi ayrılmıştır.

Şekil 8’de herhangi bir aşındırıcı işlem görmeyen veya farklı çevre şartlarında bekletilmeyen boyanmış PP yüzeylerinde yapılmış kareleme testi görüntüleri verilmektedir.

Yüzey aktivasyon işlemi uygulandıktan sonra aşındırıcı bir işlem ya da ortama maruz kalmamış PP yüzeylerinde yapılmış kareleme testlerine göre ABP (Şekil 8.a,b,c) ve alevle dağlama (Şekil 8.d) ile muamele edilen parçalarda boyanın yapışma mukavemeti Fiat 50470 standartında belirtilen gerekli değerleri sağlamaktadır. 100 mm/s hızda ABP ile muamele edilen ve astarsız boyanan PP yüzeyinde boya ayrılmaları görülmektedir (Şekil 8.b). Bu durumda 100 mm/s hızda 10 mm mesafeden uygula-



Şekil 9. 500 saat, $40\pm 2^\circ\text{C}$ sıcaklık ve %95-100 Bağıl Nem Ortamında Bekletilen Boyanmış PP Numunelerin Kareleme Yöntemi İle Yapışma Mukavemeti Sonuçları; a) 100 mm/s hızda ABP İşlemi Uygulanmış (astarlı) b) 100 mm/s hızda ABP İşlemi Uygulanmış (astarsız), c) 30 mm/s hızda ABP İşlemi Uygulanmış (astarlı) d) Alevle Dağlama İşlemi Uygulanmış (astarlı)

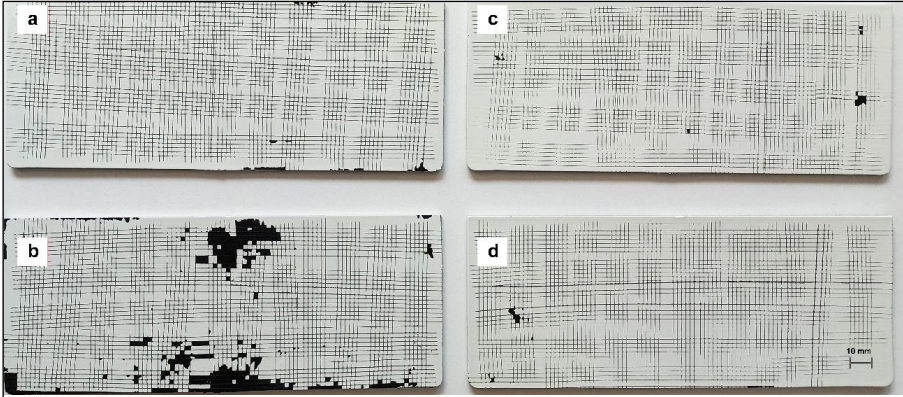
nan ABP yüzey işlemi, tek başına astarsız boyama için gerekli mukavemeti sağlayamamaktadır.

Şekil 9'da 500 saat $40\pm 2^\circ\text{C}$ sıcaklık ve %95-100 bağıl nemli havada bekletildikten sonra kareleme testi yapılmış ve standartlara uygun bir bantla yapışma direnci test edilmiş numunelerin görüntüleri verilmiştir.

Şekil 9'a göre ABP ve alevle dağlama işlemi uygulanmış ve astar uygulamasından sonra boyanmış PP malzemelerinde yapışma mukavemeti $40\pm 2^\circ\text{C}$ sıcaklık, %95-100 bağıl nemli ortamda bekletildikten sonra yeterli dayanımı sağlamaktadır. Ancak ABP işlemine tabii tutulduktan sonra astarlanmadan boyanan PP yüzeyinde boya kopmaları görülmektedir. Şekil 8b'de verilen doğal yapışma sonuçlarıyla karşılaştırıldığında 500 saat $40\pm 2^\circ\text{C}$ sıcaklık, %95-100 bağıl nemli ortamda bekletilen parçanın boya mukavemeti düşmüştür. Astarsız yapılan boya uygulaması için nemli ortamda bekletilen parçanın boya dayanımının yeterli kalitede olmadığı belirlenmiştir.

Şekil 10'da 24 saat $60\pm 4^\circ\text{C}$ 'deki su altında bekletilip kareleme işlemi yapıldıktan sonra standartlara uygun bir bantla boya yapışma direnci test edilen numunelerin görüntüleri verilmiştir.

Şekil 10.c'ye göre 30 mm/s hızda ABP ve alevle dağlama işlemi uygulanmış ve astar uygulamasından sonra boyanmış PP malzemelerinde yapışma mukavemeti $60\pm 4^\circ\text{C}$ sıcaklıktaki su altında 24 saat bekletildikten sonra boya kopmaları olduğu görülmektedir. Otomobil üreticileri tarafından kabul görmüş parametrelerle alevle dağlama işlemi ve 30 mm/s hızda ABP işlemi gören parçada bu büyüklükteki lokal kop-



Şekil 10. 24 Saat $60\pm 4^\circ\text{C}$ Sıcaklıktaki Su Altında Bekletilen Boyanmış PP Numunelerin Kareleme Yöntemi ile Yapışma Mukavemeti Sonuçları; a) 100 mm/s Hızda ABP İşlemi Uygulanmış (astarlı), b) 100 mm/s Hızda ABP İşlemi Uygulanmış (astarsız), c) 30 mm/s Hızda ABP İşlemi Uygulanmış (astarlı), d) Alevle Dağlama İşlemi Uygulanmış (astarlı)

malar kabul edilebilir sınırlar içerisinde bulunmaktadır. Ancak 100 mm/s hızda ABP işlemine tabii tutulduktan sonra astarlanmadan ve astarlanarak boyanan PP yüzeyinde (Şekil 10.b) kabul edilebilir sınırlardan daha fazla boya kopmaları görülmektedir. Şekil 8’de verilen doğal yapışma sonuçlarıyla ve Şekil 9’da verilen 500 saat $40\pm 2^\circ\text{C}$, %95-100 bağıl nemli ortamda bekletilen parçalar karşılaştırıldığında 24 saat $60\pm 4^\circ\text{C}$ sıcaklıktaki suyun altında bekletilen parçanın (Şekil 10) boya mukavemeti düşmüştür. Boya dayanımı astarsız yapılan boya uygulaması için su altında bekletildiğinde yeterli kalitede olmadığı belirlenmiştir.

Esen (2016), PP malzemelerde atmosferik basınçlı plazma ve alevle dağlama yüzey aktivasyon yöntemlerinin boyanabilirlik üzerine etkilerinin karşılaştırılması üzerine yaptığı çalışmada astarlandıktan sonra boyanan parçalarda kareleme, nem direnci ve su direnci testleri yapmıştır. Bu testler sonucunda atmosferik plazma ve alevle dağlama yöntemlerinin her ikisinin de astarlı boyama için başarılı sonuçlar verdiği belirtilmiştir. Shabanpour vd. (2021), gliding arc plazma üretim yöntemi kullanılarak yapılan atmosferik plazma ve alevle dağlama yüzey aktivasyon işlemlerini karşılaştırmış, astar kullanılarak boyanan polipropilen yüzeylerine kareleme testi uygulamışlardır. Test sonucunda her iki işlem de başarılı boyama performansı göstermiştir. Astarsız boyanabilirliğin incelendiği bu çalışmada da astarlı boyanan numuneler başarılı sonuçlar göstermiştir.

4. SONUÇ

Bu çalışmada ABP ve alevle dağlama yüzey aktivasyon işlemlerinin polipropilen yü-



zeyindeki ve yapışma dayanımındaki değişimler araştırılmıştır. Yüzey aktivasyonu yapılmış yüzeylerin boya yapışma dayanımındaki gelişmeler su temas açısının yanı sıra nem ve su daldırma işlemleri ardından yapılan kareleme testleri ile açıklanmıştır. Elde edilen sonuçlar işlem görmemiş PP yüzeyleri ile karşılaştırılmıştır.

Sonuçlar, boyama öncesi yapılan yüzey aktivasyon işlemlerinin yapışma dayanımına etkilerinin önemini ortaya koymuştur. Bu etkiler su temas açısı ölçüm sonuçlarına bakıldığında görülebilmektedir. Yüzey aktivasyonu işlemi yapılmamış parçalarda ıslatılabilirlik kabiliyetinin az olmasından dolayı su temas açısı ortalama 98o ölçülmüş, bu değer alevle dağlama yapılarak 61°'ye, düşük hızda ABP uygulandığında 36o'ye kadar düşmüştür. Bu sonuçlar ABP işleminin polipropilen yüzeylerinde ıslatılabilirliği arttırmada etkili bir yöntem olduğunu kanıtlamıştır.

Boya yapışma mukavemeti, alevle dağlama ve 100 mm/s ve 30 mm/s hızlarında ABP aktivasyonu uygulanarak incelenmiştir. Yüzey aktivasyon işlemlerinin başarılı bir boyama prosesi için gerekli olduğu kanıtlanmıştır. ABP aktivasyonu işleminde plazma işlem hızının boyama kalitesini etkilediği görülmüştür. Yüzeyin maruz kaldığı plazma miktarının artmasıyla daha yüksek yapışma mukavemeti olduğu gözlemlenmiştir. Aktivasyon işleminden sonra astarsız boyama yapılmış polipropilenlerin yeterli dayanıma sahip olmadığı fakat işlem görmeyip astarsız boyanan numunelere göre bariz üstünlükleri olduğu görülmüştür. Astarsız boyanarak yeterli dayanıma sahip bir polipropilen yüzeyi elde edebilmek için başka çalışmalara ihtiyaç duyulmaktadır.

SEMBOLELER

ABP : Atmosferik basınçlı plazma

PP : Polipropilen

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, TÜBİTAK BİDEB (Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu Bilim İnsanı Destekleme Daire Başkanlığı) tarafından 119C206 proje numarası ile TÜBİTAK 2244 Sanayi Doktora Programı kapsamında desteklenmiştir.

KAYNAKÇA

Alexander, C. S., Branch, M. C., Strobel, M., Ulsh, M., Sullivan, N., & Vian, T. (2008). Application of ribbon burners to the flame treatment of polypropylene films. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34(6), 696–713. Doi: <https://doi.org/10.1016/J.PECS.2008.04.004>

Carrino, L., Moroni, G., & Polini, W. (2002). Cold plasma treatment of polypropylene surface: A study on wettability and adhesion. *Journal of Materials Processing Technology*, 121(2–3), 373–382. Doi: [https://doi.org/10.1016/S0924-0136\(01\)01221-3](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(01)01221-3)



- Durmuş, A., Ülkü, S., Güden, M., & Faruk Otnar, Ö. (2005). Kauçuk/Metal Yapışma Mukavemetinin Belirlenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 10. Ebnesajjad, S. (2014). Material Surface Preparation Techniques. Surface Treatment of Materials for Adhesive Bonding, 95–138. Doi: <https://doi.org/10.1016/B978-0-323-26435-8.00006-X>
- Encinas, N., Abenojar, J., & Martínez, M. A. (2012). Development of improved polypropylene adhesive bonding by abrasion and atmospheric plasma surface modifications. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 33, 1–6. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijadhadh.2011.10.002>
- Esen, S.G. (2016). Otomobil tampon boya hatlarında plazma yüzey aktivasyonu ile yüzey enerjisinin kontrolü ve uygulanabilirliğinin araştırılması (Yüksek Lisans tezi, T.C. Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya). Erişim adresi: <https://hdl.handle.net/20.500.12619/79738>
- Hwang, Y. J., An, J. S., McCord, M. G., Park, S. W., & Kang, B. C. (2003). The effect of etching on low-stress mechanical properties of polypropylene fabrics under helium/oxygen atmospheric pressure plasma. *Fibers and Polymers*, 4(4), 145–150. Doi: <https://doi.org/10.1007/BF02908270>
- Kehrer, M., Rottensteiner, A., Hartl, W., Duchoslav, J., Thomas, S., & Stifter, D. (2020). Cold atmospheric pressure plasma treatment for adhesion improvement on polypropylene surfaces. *Surface and Coatings Technology*, 403 (September), 126389. <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2020.126389>
- Kwon, O. J., Tang, S., Myung, S. W., Lu, N., & Choi, H. S. (2005). Surface characteristics of polypropylene film treated by an atmospheric pressure plasma. *Surface and Coatings Technology*, 192(1), 1–10. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2004.09.018>
- Leroux, F., Campagne, C., Perwuelz, A., & Gengembre, L. (2008). Polypropylene film chemical and physical modifications by dielectric barrier discharge plasma treatment at atmospheric pressure. *Journal of Colloid and Interface Science*, 328(2), 412–420. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.jcis.2008.09.062>
- Machado, J. J. M., Gamarra, P. M. R., Marques, E. A. S., & da Silva, L. F. M. (2018). Numerical study of the behaviour of composite mixed adhesive joints under impact strength for the automotive industry. *Composite Structures*, 185, 373–380. Doi: <https://doi.org/10.1016/J.COMPSTRUCT.2017.11.045>
- Mandolino, C., Lertora, E., & Gambaro, C. (2014). Effect of cold plasma treatment on surface roughness and bonding strength of polymeric substrates. *Key Engineering Materials*, 611–612 (December), 1484–1493. Doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.611-612.1484>
- McCord, M. G., Hwang, Y. J., Hauser, P. J., Qiu, Y., Cuomo, J. J., Hankins, O. E., ... Canup, L. K. (2002). Modifying Nylon and Polypropylene Fabrics with Atmospheric Pressure Plasmas. *Textile Research Journal*, 72(6), 491–498. Doi: <https://doi.org/10.1177/004051750207200605>



- Mühlhan, C., Weidner, S., Friedrich, J., & Nowack, H. (1999). Improvement of bonding properties of polypropylene by low-pressure plasma treatment. *Surface and Coatings Technology*, 116–119, 783–787. Doi: [https://doi.org/10.1016/S0257-8972\(99\)00203-0](https://doi.org/10.1016/S0257-8972(99)00203-0)
- Pandiyaraj, K. N., Ramkumar, M. C., Kumar, A. A., Vasu, D., Padmanabhan, P. V. A., Tabaei, P. S. E., ... Jaganathan, S. K. (2019). Development of phosphor containing functional coatings via cold atmospheric pressure plasma jet - Study of various operating parameters. *Applied Surface Science*, 488 (April), 343–350. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.apusc.2019.05.089>
- Penkov, O. V., Khadem, M., Lim, W. S., & Kim, D. E. (2015). A review of recent applications of atmospheric pressure plasma jets for materials processing. *Journal of Coatings Technology and Research*, 12 (2), 225–235. Doi: <https://doi.org/10.1007/s11998-014-9638-z>
- Sato, T., Ise, S., Horiuchi, S., Akiyama, H., & Miyamae, T. (2019). Influences of low-temperature ambient pressure N₂ plasma and flame treatments on polypropylene surfaces. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 93, 102322. Doi: <https://doi.org/10.1016/J.IJADHADH.2019.01.016>
- Shabanpour, M., Mohammadhosseini, B., Khani, M. R., Khanjani, J., Shokri, B., & Ghassami, A. (2021). Flame versus air atmospheric gliding arc plasma treatment of polypropylene-based automotive bumpers: Physicochemical characterization and investigation of coating properties. *Polymer Engineering & Science*, 61(5), 1581–1593. Doi: <https://doi.org/10.1002/pen.25682>
- Shaw, D., West, A., Bredin, J., & Wagenaars, E. (2016). Mechanisms behind surface modification of polypropylene film using an atmospheric-pressure plasma jet. *Plasma Sources Science and Technology*, 25 (6). Doi: <https://doi.org/10.1088/0963-0252/25/6/065018>
- Upadhyay, D. J., Cui, N. Y., Anderson, C. A., & Brown, N. M. D. (2004). Surface oxygenation of polypropylene using an air dielectric barrier discharge: The effect of different electrode-platen combinations. *Applied Surface Science*, 229 (1–4), 352–364. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.apusc.2004.02.012>
- Wang, K., Wang, W., Yang, D., Huo, Y., & Wang, D. (2010). Surface modification of polypropylene non-woven fabric using atmospheric nitrogen dielectric barrier discharge plasma. *Applied Surface Science*, 256 (22), 6859–6864. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.apusc.2010.04.101>
- Williams, D. F., Abel, M. L., Grant, E., Hrachova, J., & Watts, J. F. (2015). Flame Treatment of Polypropylene: A Study by Electron and Ion Spectroscopies. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 63, 26–33. Doi: <https://doi.org/10.1016/J.IJADHADH.2015.07.009>
- Yaman, N., Özdoğan, E., Kocum, I. C., Ayhan, H., Öktem, T., & Seventekin, N. (2009). Improvement surface properties of polypropylene and polyester fabrics by glow discharge plasma system under atmospheric condition. *Tekstil ve Konfeksiyon*, 19 (1), 45–51.
- Zhang, P., Zhang, S., Kong, F., Zhang, C., Dong, P., Yan, P., ... Shao, T. (2020). Atmospheric-pressure plasma jet deposition of bumpy coating improves polypropylene surface flashover performance in vacuum. *Surface and Coatings Technology*, 387 (February). Doi: <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2020.125511>



Yenilikçi Uyarlanabilir Bir Zarf Koruma Sisteminin Farklı Rüzgar Türbinleri Üzerindeki Etkinliğinin İncelenmesi

Mustafa Şahin^{*1}, İlkay Yavrucuk²

ÖZ

Bu çalışmada, rüzgar elektrik santrallerinde yaygın olarak kullanılan yatay eksenli rüzgar türbinlerini aşırı yüklenmelerden korumak için geliştirilen yenilikçi uyarlanabilir bir zarf koruma sistemi kısaca açıklanmıştır. Türbinlere ve türbin çalışmasındaki değişikliklere uyarlanabilen yenilikçi sistem, rüzgar ve türbine ait durum değişkenlerini gerçek zamanlı olarak izlemektedir. Bu sayede, türbinin tehlikeli çalışması durumunu önceden sezmekte ve sadece gerektiğinde türbini korumak için türbin kanat yunuslama açısı kontrol sistemine müdahale etmektedir. Sistem tasarımı, rüzgar türbinlerini aşırı itki kuvvetinden koruyacak şekilde gerçekleştirilmiş olup bu çalışmada farklı kanat sayıları ve rotor çaplarındaki Türbin A, Türbin B ve Türbin C olarak adlandırılan rüzgar türbinleri üzerindeki etkinliği simülasyonlar ile incelenmiştir. Simülasyon sonuçları, yeni zarf koruma sisteminin değişik rüzgar türbinlerine uyarlanabildiği ve türbin kanatlarının yunuslama açılarını topluca değiştirerek türbinleri önceden belirlenen itki kuvveti sınır değerleri içinde çalıştırarak koruyabileceğini göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Uyarlanabilir zarf koruma sistemi, farklı kanat sayılı ve rotor çaplı rüzgar türbinleri, simülasyon testleri

Investigation of the Efficacy of a New Envelope Protection System on Different Wind Turbines

ABSTRACT

This paper briefly defines an adaptive envelope protection system, which is developed to protect the commonly used horizontal axis wind turbines in wind farms from excessive loads. The system, which can adapt to turbines and their operations, follows up wind and turbine variables. Thus, in advance, it detects the cases of excessive loads, and only when required, it interacts with the turbine blade pitch control system for turbine protection. The system is designed such that it protects turbines from high thrust forces. Here, the efficacy of the system is investigated through simulations on different horizontal axis turbines, referred to as Turbine A, Turbine B, and Turbine C with different number of blades and rotor diameters. Simulation results demonstrate that the protection system is highly effective in adaptation to various turbines and through changing the blade pitch angles, collectively, it protects them by operating within pre-defined thrust limits.

Keywords: Adaptive envelope protection system, wind turbines with different number of blades and rotor diameters, simulation tests

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 26.08.2022

Kabul/Accepted : 30.12.2022

¹ Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Rüzgar Enerjisi Teknolojileri Araştırma ve Uygulama Merkezi (RÜZGEM), Ankara
musahin@metu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-3670-5796

² Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü, Ankara
yavrucuk@metu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-5677-756X



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

To operate wind turbines safely is quite important for continuous electricity generation. Excessive loads are not desired on wind turbines. Thus, the literature has many studies dealing with the reduction of turbine loads in terms of both fatigue and ultimate loads (Bossanyi, 2003; Petrovic, Baotic and Peric, 2012; Camb-long, Nourdine, Vecchiu and Tapia, 2012; Jelavic, Petrovic, Barisic and Ivanovic, 2013; Stubkier, Pedersen and Jonkman, 2014; Petrovic and Bottasso, 2015, 2017; Cetrini, Cianetti, Corradini, Ippoliti and Orlando, 2019; Xu, Yuan, Liu, Jiang, Gao, Shen and Cai, 2020). More recently, load reduction studies on smart rotors are also increasing (Bernhammer, Van Kuik and De Breuker, 2016; Oltmann, Sobotta and Hoffmann, 2017, Zhang, Yang and Xu, 2017; Zhang, Li, Tong and Xu, 2020; Gupta, Rotea, Chetan, Sakib and Griffith, 2021). In this study, the efficacy of an adaptive Envelope Protection System (EPS) algorithm in Ref (Şahin and Yavrucuk, 2020, 2021a, 2022) is further investigated through simulations on various Horizontal Axis Wind Turbines with different number of blades and rotor diameters. The adaptive EPS algorithm is developed for reducing turbine ultimate loads and tested under the change of operating points and blade icing in Ref (Şahin and Yavrucuk, 2020, 2021a, 2022) Here, the same algorithm is tested on three different turbines using the MS (Mustafa Sahin) Bladed Model (Şahin, 2018, 2021b; Şahin and Yavrucuk, 2017a). These turbines are a 3-bladed Turbin A with a 63-meter rotor radius, a 2-bladed Turbine B with a 63-meter rotor radius, and a 3-bladed Turbine C with a 54.2-meter rotor radius. The 3-bladed Turbine A corresponds to the NREL 5 MW turbine in the literature, while the 2-bladed Turbine B is obtained from the NREL 5 MW turbine by reducing the number of blades from 3 to 2. The 3-bladed Turbine C, on the other hand, is achieved by reducing the blade length of the NREL 5 MW turbine by 14.3 % from the tip.

Objectives

The goal of this paper is to examine the efficacy of a new adaptive EPS algorithm in Ref (Şahin and Yavrucuk, 2020, 2021a, 2022) for adaptation to various horizontal axis wind turbines and its protection ability. The algorithm is designed such that it reduces turbines' ultimate loads, i.e., excessive thrust forces, and operates them within a pre-defined thrust force limit. The protection action is carried out by varying the blade pitch angles, collectively depending on an extra blade pitch reference generated in real-time by the algorithm. The extra pitch reference is produced through monitoring the states of wind and wind turbine when the adaptive system is active and the turbine is about to operate with high thrust forces at any turbine operating region.

Methods

An EPS algorithm (Şahin and Yavrucuk, 2020, 2021a, 2022), which is inspired by an aircraft EPS algorithm (Unnikrishnan, Jeram and Prasad, 2004; Yavrucuk, Prasad and Unnikrishnan, 2009; Yavrucuk and Prasad, 2012), is designed with unique modifications and assumptions to eliminate excessive thrust forces during turbine operation. In order to achieve the target, the MS (Mustafa Sahin) Bladed Wind Turbine Simulation Model (Şahin, 2018, 2021b; Şahin and Yavrucuk, 2017a) is utilized for design, implementation, and simulation tests. The algorithm comprises a neural network that can monitor freestream wind and wind turbine conditions, i.e., states, accordingly, it adapts itself to operational conditions by automatically adjusting its neural network learning weights. Contrary to thrust clipping and peak shaving methods in Ref (Fischer and Shan, 2013; Petrovic and Bottasso, 2017), the protection is realized between cut-in and cut-out wind speeds. Also, compared to the protection algorithm in Ref (Petrovic and Bottasso, 2014, 2015, 2017) the EPS algorithm is an adaptive algorithm. Furthermore, it is simple in implementation and is straightforward in avoidance procedure. Applying an extra blade pitch reference to the blade pitch controller output is just enough to collectively change the blade pitch angles in order to eliminate high thrust forces. All the design and implementations are realized using the MS Bladed Model in MATLAB and Simulink environments. Here, the EPS algorithm in Ref (Şahin and Yavrucuk, 2020, 2021a, 2022) is tested for three different turbines referred to as Turbine A, Turbine B and lastly Turbine C. Turbine A is the NREL 5 MW turbine with 3 blades, Turbine B is a turbine with 2 blades obtained from the NREL 5 MW turbine by eliminating one of



its blades, whereas Turbine C is a turbine with 3 blades similarly obtained from the NREL 5 MW turbine by the reduction of the blade lengths. The simulation tests are presented for Region 3, or above rated region of all the wind turbines.

Results

The efficacy of the adaptive EPS algorithm is tested by employing simulation tests for Region 3 operations of three different horizontal axis turbines, i.e., Turbine A, Turbine B, and Turbine C, which have different numbers of blades and rotor diameters. Simulations of the new adaptive EPS algorithm are realized by the MS Bladed Model. Simulation results show that the adaptive EPS algorithm is capable of adapting to the aforementioned turbines, and changes in their operating point in Region 3. It effectively decreases/limits the turbines' high thrust forces when activated and the turbines are about to operate with high forces. Thus, all the above turbines are kept within pre-defined safe thrust limits, which are chosen 0.55 MN for Turbine A and Turbine B, and 0.50 MN for Turbine C. The algorithm reduces the excessive thrust forces and sometimes continues to ride turbines for some time at the pre-defined thrust limit value. This allows turbines to produce extra power in Region 3 against the power loss during protection.

1. GİRİŞ

Kesintisiz elektrik enerjisinin üretimi için rüzgar türbinlerinin güvenli olarak çalışması gerekmektedir. Rüzgar Elektrik Santrallerindeki (RES) herhangi bir türbinin zarar görmesi durumunda, ilgili türbinden herhangi bir elektrik enerjisi alınamaz. Ayrıca, türbini tekrardan devreye almak için yüksek masrafların ortaya çıkma ihtimalinin yanı sıra türbinin onarımı için uzun zaman gerekebilir. Bu tür istenmeyen durumları engellemek ve türbini korumak için literatürde çok miktarda türbin koruma algoritmaları üzerine bilimsel çalışmalar bulunmaktadır (Bossanyi 2003; Petrovic, Baotic ve Peric, 2012; Camblong, Nourdine, Vechiu ve Tapia, 2012; Jelavic, Petrovic, Barisic ve Ivanovic, 2013; Stubkier, Pedersen ve Jonkman 2014; Petrovic ve Bottasso 2015, 2017; Cetrini, Cianetti, Corradini, Ippoliti ve Orlando, 2019; Xu, Yuan, Liu, Jiang, Gao, Shen ve Cai, 2020). Son yıllarda, akıllı türbin rotorları için de koruma/yük azaltma yöntemleri üzerine bilimsel araştırmalar artmıştır (Bernhammer, Van Kuik ve De Breuker, 2016; Oltmann, Sobotta ve Hoffmann, 2017; Zhang, Yang, ve Xu, 2017; Zhang, Li, Tong ve Xu, 2020; Gupta, Rotea, Chetan, Sakib ve Griffith, 2021). Örneğin, literatürde RES'lerde en fazla kullanılan yatay eksenli rüzgar türbinlerini (Şekil 1) koruyabilmek için itki kesme ve/veya tepe traşlama yöntemi olarak adlandırılan koruma algoritmaları mevcuttur (Fischer ve Shan, 2013; Petrovic ve Bottasso, 2017). Bu yöntem veya yöntemler, çevrim dışı olarak çalışmakta olup türbinlerin anlık çalışma şartlarını dikkate almamaktadır. Başka bir deyişle, bu yöntem(ler) önceden belirlenen bir programa göre çalışmaktadır. Ayrıca, bu koruma sistemleri rüzgar türbinlerini sadece anma rüzgar hızı etrafında ortaya çıkan yüksek itki kuvvetlerine karşı korumaktadır.

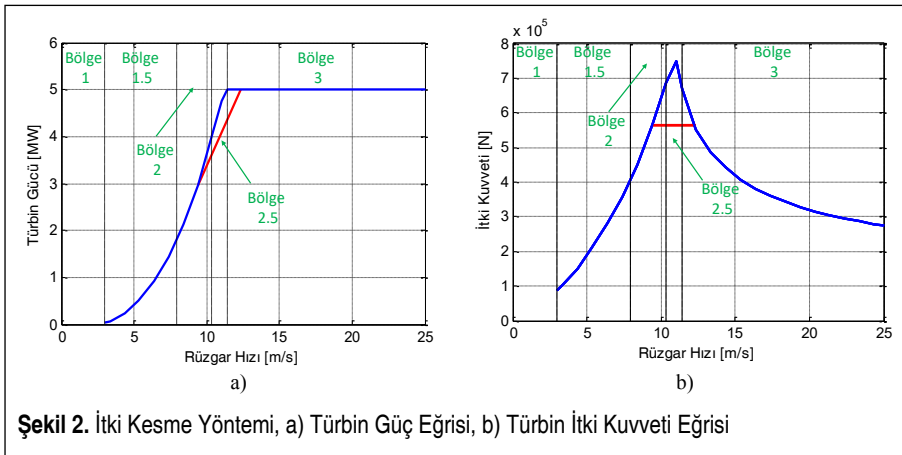
Gerçekte, rüzgar türbinleri anma rüzgar hızı etrafındaki türbin çalışmalarının yanı sıra açma rüzgar hızı ile kesme rüzgar hızı arasındaki bütün rüzgar hızlarında, türbülanslı rüzgarın etkisi ile yüksek itki kuvvetine maruz kalarak tehlikeli çalışma durumlarına düşmektedir. Bu durumlar, türbinlerin tasarım ömürlerini azalttığı gibi kanatlarının kırılması, kulelerinin zarar görmesi vb. önemli türbin kazalarına da neden olabilmektedir. Şekil 2'de itki kesme/tepe traşlama yönteminin ana mantığı kontrol edilen bir rüzgar türbinine ait güç



Şekil 1. Yatay Eksenli Rüzgar Türbini (Al-Ahmar, Benbouzid, Amirat & Ben Elghali, 2008)

ve itki kuvveti eğrileri üzerinde gösterilmiştir. Şekil 2-b'den de görüleceği üzere, itki kesme yönteminde rüzgar türbini sadece anma rüzgar hızı etrafında ortaya çıkan yüksek itki kuvvetinden korunmaktadır. Koruma işlemi, türbin kanatlarının yunuslama açılarının anma rüzgar hızına yaklaşıldığında, toplu olarak artırılması ile gerçekleştirilmiştir. Koruma esnasında Şekil 2-a'dan görüleceği üzere, türbinin üretmiş olduğu güçte bir miktar kayıp oluşmaktadır. Bu koruma yönteminin dışında, Petrovic ve Bottasso (2014, 2015, 2017) farklı bir türbin koruma sistemi algoritması önermiştir. Önerdikleri koruma sistemi, optimizasyon tabanlı olup uyarlanabilir/adaptif bir algoritma değildir. Üstelik, ilgili algoritmanın tasarımı için rüzgar türbinlerindeki mevcut temel kontrolcülerin algoritmalarının da neler olduğunun bilinmesi gerekmektedir. Temel türbin kontrolcülerinin algoritmaları türbinden türbine, üreticiden üreticiye değişebilmesinden ötürü optimizasyon tabanlı türbin koruma sistemi algoritmasının değişik türbinlere uygulanmasında zorlukların çıkabileceği açıktır. Ayrıca, ilgili koruma sisteminin tasarımında türbinleri koruyabilmek için jeneratör tork ve kanat yunuslama açısı kontrolcülerine müdahale gerektiğinden, türbinlerin kontrol sistemleri daha da karmaşık bir hale dönüşmesi muhtemeldir.

Bu çalışmada, hava araçlarında bulunan uyarlanabilir bir zarf koruma sisteminin (Unnikrishnan, Jeram ve Prasad, 2004; Yavrucuk, Prasad ve Unnikrishan, 2009; Yavrucuk ve Prasad, 2012) teknolojisinden esinlenilerek geliştirilen ve türbinleri açma ve kesme rüzgar hızları arasındaki çalışmaları esnasında etkili olarak koruyabilen yenilikçi uyarlanabilir bir zarf koruma sisteminin çeşitli yatay eksenli rüzgar türbinleri üzerindeki etkinliği simülasyonlarla incelenmiştir. Yenilikçi zarf koruma sistemi, esen rüzgar ve etkisi sonucunda zamanla değişen türbin parametrelerini içinde barındırdığı uyarlanabilir bir sinir ağı aracılığı ile sürekli olarak izlemektedir. Bu sayede, ilgili sistem rüzgar türbininde meydana gelen çalışma değişikliklerini gerçek zamanlı olarak öğrenmekte ve sadece gerektiğinde türbine koruma amaçlı müdahale ederek, türbini güvenli bir





şekilde çalıştırmaktadır. Uyarlanabilir zarf koruma sisteminde, rüzgar türbinini tehlikelerden sakınma işlemi türbin kanat yunuslama açısı kontrolcüsünün çıkışı, yani kanat yunuslama açısının referans değerinin ayarlanması ile sağlanmıştır. Bu sayede, türbin kanatlarının yunuslama açıları, türbinin anlık çalışma koşullarına bağlı olarak toplu bir şekilde değiştirilmek suretiyle türbin koruması gerçekleştirilmektedir. Burada, ilgili sistem kısaca açıklanmış olup sistem ile ilgili daha fazla bilgi Şahin (2018) ve Şahin ve Yavrucuk (2020, 2021a, 2022) kaynaklarından elde edilebilir. Sistem, daha önceden yatay eksenli tek bir türbinin değişen çalışma noktalarına ve kış aylarında kanatlarında oluşan buzlanmaya uyarlanabilirliği ve koruma etkinliği, Şahin ve Yavrucuk (2020, 2021a, 2022) tarafından irdelenmiştir. Bu çalışmada ise ilgili yenilikçi zarf koruma sisteminin tasarımında herhangi bir değişiklik gerçekleştirilmeden, farklı yatay eksenli türbinlere ve bunların çalışma noktalarındaki değişikliklere uyarlanabilmesi ve bu türbinler üzerindeki koruma etkinliği MS Bladed Model simülasyonları ile incelenmiştir. Bu türbinler, farklı kanat sayılarına ve uzunluklarına sahip yatay eksenli rüzgar türbinleridir. Çünkü günümüzdeki RES'lerde değişik güçlere sahip farklı kanat uzunluklu çoğunlukla üç, nadiren iki kanatlı türbinler kullanılmaktadır.

Bu çalışmanın devamı şu şekilde düzenlenmiştir. İkinci bölümde, MS Bladed Modeli kısaca tanıtılmış ve özellikleri belirtilmiştir. Ek olarak, yenilikçi zarf koruma sisteminin çalışma prensibi, teorisi ve uygulaması da kısaca açıklanmıştır. Üçüncü bölümde, ilgili zarf koruma sisteminin farklı kanat sayısı ve rotor çaplarındaki türbinler üzerindeki simülasyon testlerine yer verilmiştir. Dördüncü ve son bölümde ise zarf koruma sistemi hakkındaki görüş ve fikirler verilerek çalışma sonlandırılmıştır.

2. UYARLANABİLİR ZARF KORUMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMA PRENSİBİ, TEORİSİ VE UYGULAMASI

Bu çalışmada geçen uyarlanabilir zarf koruma sistemi, insanlı ve insansız hava araçlarında kullanılan uyarlanabilir bir zarf koruma sisteminin teknolojisinden esinlenerek çok önemli değişiklikler ve varsayımlarla MS Bladed Rüzgar Türbin Simülasyon Modeli (Şahin, 2018, 2021b; Şahin ve Yavrucuk, 2017a) kullanılarak rüzgar türbinleri için geliştirilmiş bir koruma sistemidir. MS Bladed Rüzgar Türbin Simülasyon Modeli literatürde kısaca MS Bladed Modeli olarak da bilinmekte ve bu çalışmanın birinci yazarı tarafından yatay eksenli rüzgar türbinlerinin simülasyon işlemlerini gerçekleştirmek için geliştirilen bir modeldir. MS Bladed Modeli'nin ana yapısı pal elemanı momentum teorisi üzerine kurulmuştur. Ayrıca, MS Bladed Modeli çeşitli aerodinamik düzeltme formüllerine sahip olup değişik yapısal özelliklere sahip yatay eksenli rüzgar türbinlerini çeşitli çalışma koşullarında simülasyonlarını gerçekleştirebilmektedir. MS Bladed Modeli'nin mevcut versiyonunda türbin sistemi olarak, Amerika'nın Yenilenebilir Enerji Laboratuvarı olan NREL'e ait 5 MW'lık üç kanatlı yatay eksenli türbin sistemi kullanılmaktadır (Jonkman, Butterfield, Musial ve Scott, 2009). İlgili



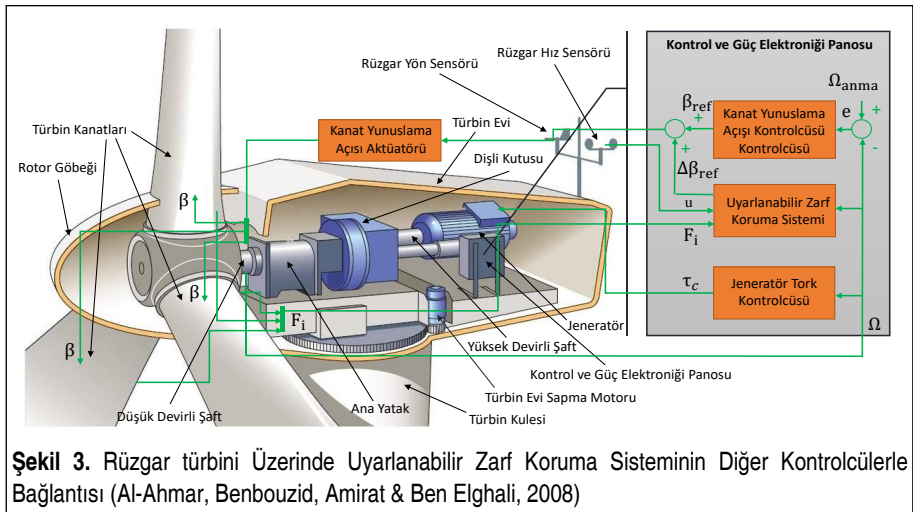
türbinin kontrol edilebilmesi için gerekli jeneratör tork ve kanat yunuslama açısı gibi türbinin temel kontrolcülerinin tasarımları da MS Bladed Modeli yardımı ile gerçekleştirilmiştir (Şahin, 2018; Şahin ve Yavrucuk, 2019a, 2019b). Geliştirilen yenilikçi zarf koruma sistemi de kontrol edilen NREL 5 MW'lık türbin sistemine eklenmiştir. Rüzgar türbin sistemlerini aşırı yüklenmelerden koruyan yenilikçi zarf koruma sisteminin çalışması kısaca şu şekilde açıklanabilir.

Öncelikle, uyarlanabilir zarf koruma sistemi Petrovic ve Bottasso (2014, 2015, 2017) tarafından önerilen optimizasyon tabanlı koruma sisteminin tasarımına kıyasla, rüzgar türbinlerinin temel kontrolcülerinin algoritmalarının bilinmesini gerektirmemektedir. Zarf koruma sistemi, türbin sensörlerinden alınan verilere göre, sadece gerektiğinde türbini korumak için türbine müdahalede bulunmaktadır. İlgili koruma sistemi, rüzgar ve türbinlere ait durum değişkenlerini uyarlanabilir/adaptif bir sinir ağı ile gerçek zamanlı olarak sürekli takip etmektedir. Böylece, koruma sistemi türbin çalışma koşullunu gerçek zamanlı olarak öğrenmekte ve istenilen bir türbin parametresinin değeri, öncesinde karar verilen kritik tasarım değerine yaklaşıldığında türbinin kanatlarına topluca müdahale etmek suretiyle türbini tehlikelerden sakınmaktadır. Sistem uyarlanabilir özelliğinden dolayı, farklı rüzgar türbinlerine de tasarımında herhangi bir değişikliğe gidilmeden uygulanabilir. Bu çalışmanın asıl amacı da, yenilikçi zarf koruma sisteminin bu özelliğini simülasyon testleri ile ortaya çıkarmaktır. Türbin çalışırken arzu edilen türbin parametresinin değeri, kritik değerinin altında ise türbin güvenli bir şekilde çalıştığı anlamındadır. Bu durumda, rüzgar türbini RES'lerdeki diğer sıradan rüzgar türbinleri gibi çalışmasına devam ederek elektrik üretimini gerçekleştirir. Yenilikçi zarf koruma sistemi sadece türbinin güvensiz çalışma durumuna düşecek olduğunda, başka bir deyişle önemli görülen bir türbin parametresinin önceden belirlenen kritik değerini aşacakken koruma işlemini yapmaktadır. Bu işlemi de kanat yunuslama açısı kontrolcüsünün çıkışı olan yunuslama açısı referans değerinin ayarlanması ile gerçekleştirmektedir. Koruma işlemi esnasında bir miktar güç kaybı meydana gelmektedir, fakat türbinde oluşabilecek zararları engellemek çok daha önemli bir husustur. Bu çalışmada, türbin için kritik olarak alınan parametre türbinin itki kuvvetidir. Çünkü türbin itki kuvveti, türbin tasarımında önemli bir parametredir ve türbin çalışması esnasında belirli bir kritik değeri geçmemesi istenir. Burada, türbinin itki kuvvetini istenilen kritik değerinin altında tutulabilmesi için kanat yunuslama açısı referans değeri artırılarak kanatların yunuslama açılarının değeri topluca artırılmıştır. Bu sayede türbinin itki kuvvetinin değeri düşürülerek, değerinin önceden belirlenen kritik değerinin altında kalması sağlanmıştır. Nihayetinde de, türbin çalışması esnasında aşırı itki kuvvetinden ötürü oluşabilecek türbinin kanatların kırılması, kulesinin zarar görmesi vb. olumsuz olayların oluşumu engellenmiştir.

Şekil 3'de temel türbin kontrolcülerini ile yenilikçi uyarlanabilir zarf koruma sisteminin bağlantısı bir rüzgar türbini görseli üzerinde gösterilmiştir. Ayrıca, görselde bulunan rüzgar türbinine ait parçaların isimlerine de yer verilmiştir. Burada, türbin

kanatlarının görevi rüzgarın barındırdığı kinetik enerjisi mekanik enerjisine dönüştürmektir. Bu mekanik enerjinin de bir dişli kutusu üzerinden elektrik jeneratörüne aktararak elektrik enerjisine dönüştürülmesi sağlanmıştır. Jeneratör tork ve kanat yunuslama açısı kontrolcülerini türbinin temel kontrolcüleridir ve türbinin ana çalışmasından sorumludurlar. Temel türbin kontrolcülerinin çalışması için çoğunlukla jeneratör şaftının devir bilgisi kullanılmaktadır, ancak nadiren de olsa rotor devir bilgisi kullanılabilir. MS Bladed Model yardımı ile temel türbin kontrolcülerinin tasarımında rotor devir bilgisi kullanılmıştır. Bu bilgiye göre de kontrolcüler arası geçiş dinamik olarak yapılmaktadır. Açma ve anma rüzgar hızları arasındaki rüzgarlarda, türbini aerodinamik olarak en etkili bir şekilde çalıştırmak için jeneratör tork kontrolcüsü kullanılırken, anma ve kesme rüzgar hızları arasındaki rüzgarlarda türbinden anma gücünü alabilmek için de kanat yunuslama açısı kontrolcüsü kullanılır (Stol ve Fingersh, 2004; Johnson, Pao, Balas ve Fingersh, 2006; Merabet, Thongam ve Gu, 2011; Şahin ve Yavrucuk, 2017b, 2019a, 2019b). Yenilikçi zarf koruma sistemi de, açma ve kesme rüzgar hızları arasındaki rüzgarlarda türbin çalışırken rotor hızı, itki kuvveti ve türbine gelen gerçek rüzgarın hız bilgilerini sürekli olarak izlenmekte ve türbin çalışma şartlarını gerçek zamanlı olarak öğrenmektedir. Bunun neticesinde, sınırlamak istediğimiz itki kuvveti değerini öncesinden tahmin edebilmekte ve ekstra bir kanat yunuslama açısı değeri de sistemce çıkış sinyali olarak üretilmektedir. Uygulamada bu çıkış sinyalinin değeri de kanat yunuslama açısı kontrolcüsünün çıkış değerinin ayarlanmasında kullanılmıştır (Şekil 3). İtki kuvveti değeri ise MS Bladed Modelinden alınmıştır, ancak gerçek rüzgar türbininde bu değer türbin kanatlarının kök kısmına yerleştirilen yük ölçme sensörlerinden alınabilir.

İlgili zarf koruma sisteminde, sınırlanması arzulanan türbin parametresi, önce yakla-

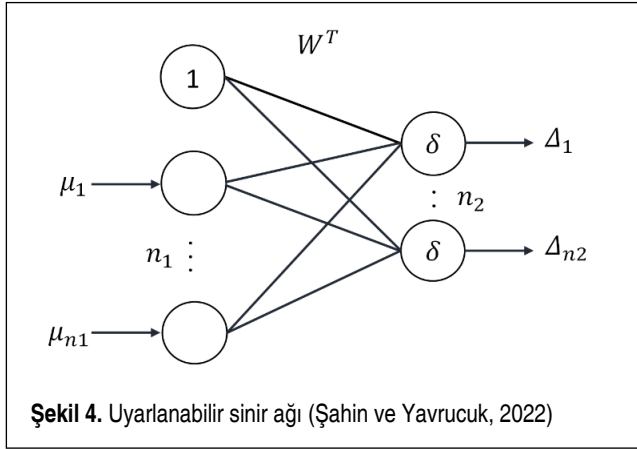


Şekil 3. Rüzgar türbini Üzerinde Uyarlanabilir Zarf Koruma Sisteminin Diğer Kontrolcülerle Bağlantısı (Al-Ahmar, Benbouzid, Amirat & Ben Elghali, 2008)

şık olarak doğrusal bir denklem ile ifade edilir. Bu çalışmada, bu parametre türbinin itki kuvvetidir. O nedenle, bu çalışmadaki formüllerin tamamı itki kuvveti göz önünde bulundurularak yazılacaktır. Örneğin, denklem (1)'de itki kuvveti için F_i terimi kullanılmıştır. Bu denklemde a ve b değerleri yaklaşık olarak seçilirken, u sistemin girişini yani rüzgar hızını temsil etmekte olup \hat{u} ise yaklaşık değer anlamındadır. Burada, yaklaşık denklemin kontrol edilen rüzgar türbininin itki kuvvetini, türbin çalışmasının herhangi bir anında tahmin etmesi arzulanır, fakat yaklaşık sistem (1) doğrusal olmayan türbin sisteminin itki kuvvetini tüm çalışma noktalarında tahmin edemez.

$$\hat{F}_i = a\hat{F}_i + bu \quad (1)$$

Bu nedenle, yaklaşık sistem ile gerçek türbin sistemin arasındaki hatayı yok etmek için Şekil 4'de görülen uyarlanabilir bir sinir ağı ile yaklaşık sistem/model genişletilmiştir. Bu sinir ağında, sinir ağının giriş vektörü δ (μ) ile, giriş ve çıkış sayıları sırasıyla n_1 ve n_2 ile, çıkışı ise Δ ile temsil edilmiştir.



Ayrıca, bir de gözlemleyici kullanılmıştır. Böylece, doğrusal yaklaşık modelin türbin sisteminin itki kuvvetini doğru olarak tahmin etmesi sağlanmıştır. İtki kuvveti için elde ettiğimiz ve genişletilmiş model olarak ifade ettiğimiz model Denklem (2)'de verilmiştir (Yavrucuk ve Prasad, 2012). Bu model, kontrol edilen rüzgar türbininin çalışması sırasında türbinin itki kuvveti değerini gerçek zamanlı olarak tahmin etmektedir.

$$\hat{F}_i = a\hat{F}_i + bu + \Delta(F_i, \Omega, u) + K(F_i - \hat{F}_i) \quad (2)$$

Görüleceği üzere, genişletilmiş türbin modeli olan Denklem (2)'de uyarlanabilir sinir ağının çıkışı olan Δ ve son kısmında da yukarıda bahsedilen gözlemleyici görülmek-

tedir. Rüzgar türbini esen rüzgarın etkisi ile çalışırken, koruma sistemi itki kuvvetinin gerçek değerini doğru olarak tahmin etmekte ve buna göre de 3 numaralı denklem vasıtasıyla rüzgar türbinini sınır itki kuvveti değerinde çalıştıracak sanal bir rüzgar hızını hesaplamaktadır.

$$u_{zarf} = -b^{-1} \left(aF_{i_s} + \Delta(F_i, \Omega, u) + Ke - \hat{F}_i \right) \quad (3)$$

Bu sanal rüzgar hızı, zarf rüzgar hızı, u_{zarf} olarak isimlendirilmiştir. F_{i_s} ise itki kuvveti için tanımlanan ve türbinin güvenli çalışması için gerekli bir sınır/kritik değeridir. Gerçek itki kuvveti değeri, F_i ile yaklaşık itki kuvveti değeri, \hat{F}_i arasındaki hata, e ile gösterilmiştir. Ω ise türbinin rotor hızına karşılık gelmektedir. Aynı zamanda, zarf koruma sistemi anlık olarak hesapladığı zarf rüzgar hızı, u_{zarf} ile türbinden geçen gerçek rüzgar hızını, u sürekli olarak karşılaştırmaktadır. Rüzgar türbini üzerinden esen gerçek rüzgar hızı, zarf rüzgar hızının altında ise türbinin güvenli olarak çalıştığı anlamında olup türbin açısından herhangi bir tehlikeli durum olmadığı, türbinin itki kuvvetinin istenilen sınırlar içerisinde kaldığı anlamındadır. Gerçek rüzgar hız değeri, zarf rüzgar hız değerini geçmesi durumunda türbinin tehlikeye gireceğini, başka bir deyişle türbinin itki kuvvetinin belirlenen sınır değerini aştığı ve sonucunda da türbin yapısında zararların oluşabileceği anlamına gelmektedir. Bu durumda, türbinin tehlikeden korunması gerekmektedir. Sakınma işleminde kullanılan ekstra kanat yunuslama açısı referans değeri, $\Delta\beta_{ref}$, denklem (4) vasıtası ile zarf ve gerçek rüzgar hızları arasındaki fark olan Δu 'nun bir tasarım parametresi olan ε ile çarpımı sonucu elde edilmiştir. Bu değer de, türbinin kanat yunuslama açısı kontrolcüsünün çıkışının, β_{ref} (Şekil 3), ayarlamasında kullanılması ile kanat yunuslama açısının referans değeri değiştirilmektedir. Bu işlemin sonucunda da, kanat yunuslama açıları toplu olarak artırılmaktadır. Böylece, türbin rotorunun aerodinamiği değiştirilerek itki kuvvetinin önceden belirlenen sınır değeri içinde kalması sağlanarak türbin korunmaktadır.

$$\Delta\beta_{ref} = \varepsilon\Delta u \quad (4)$$

Yukarıda adı geçen uyarlanabilir sinir ağı çıkışı, Δ denklem (5) ile belirlenmiştir (Yavrucuk ve Prasad, 2012).

$$\Delta(F_i, \Omega, u) = W^T \delta(\mu) \quad (5)$$

Yukarıdaki denklemde, W sinir ağının öğrenme ağırlıklarına, $\delta(\mu)$ ise bu ağın giriş vektörüne karşılık gelmektedir. Öğrenme ağırlıklarının güncelleme kuralı ise denklem 6'da verilmiştir (Yavrucuk ve Prasad, 2012).

$$\dot{W} = \Gamma(\delta(\mu)e^T P - k\hat{W}\|e\|) \quad (6)$$

Burada, P aşağıdaki Lyapunov denkleminin çözümüne karşılık gelmektedir.



$$(-K)^T P + P(-K) = -I \quad (7)$$

Denklem (8)'de verilen kronocker çarpanı ile de ilgili sistemin giriş vektörü bulunmuştur.

$$\delta(\mu) = \delta(F_i, \Omega, u) = [1 \ F_i \ \Omega] \oplus [1 \ u] \quad (8)$$

Zarf koruma sisteminde türbine ait durum değişkenleri hızlı ve yavaş olarak ikiye bölünmüştür. O halde, sınırlanması arzulanan itki kuvveti de bu türbin değişkenlerinin bir fonksiyonudur. MS Bladed Modeli ile itki kuvvetini etkileyen hızlı ve yavaş değişkenlerin hangi türbin parametreleri olduğu tespit edilmiştir. Bu işlem gerçekleştirilirken, kontrol edilen 5 MW'lık rüzgar türbinine birim basamak olarak artan rüzgar hızı uygulanmıştır. Uygulanan bu rüzgar hızı sonucunda, kontrol edilen türbine ait kanat yunuslama açısındaki değişim, rotor devrine nazaran daha çok hızlı olduğu ve itki kuvveti üzerinde de etkinliğinin bir hayli yüksek olduğu görülmüştür. İncelemeler sonucunda, kanat yunuslama açısının hızlı bir türbin değişkeni olduğu, rotor devrinin ise yavaş değişken olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle, itki kuvvetinin dinamiği, \dot{F}_i denklem (9)'daki gibi yazılmıştır.

$$\dot{F}_i = r(F_i, \Omega, u) \quad (9)$$

Denklem 1'deki a parametresi -0.24, b parametresi ise 0.0175 olarak alınmıştır. Gözlemleyicinin kazancı olan K , 50 olarak seçilmiştir. Sinir ağının öğrenme hızını ifade eden Γ ise 25 olarak alınmıştır. Denklem (7) ile P değeri tespit edilmiştir. E-modifikasyon kazancı olan k 'nın değeri

0.02, tasarım parametresi olan ε 'nin değeri de -2.5 olarak alınmıştır. Zarf koruma sisteminin teorisi ve tasarımı ile ilgili daha fazla bilgi Şahin, (2018) ile Şahin ve Yavrucuk (2020, 2021a, 2022) kaynaklarında yer almaktadır.

3. FARKLI TÜRBİNLER ÜZERİNDE UYARLANABİLİR ZARF KORUMA SİSTEMİNİN ETKİNLİĞİ

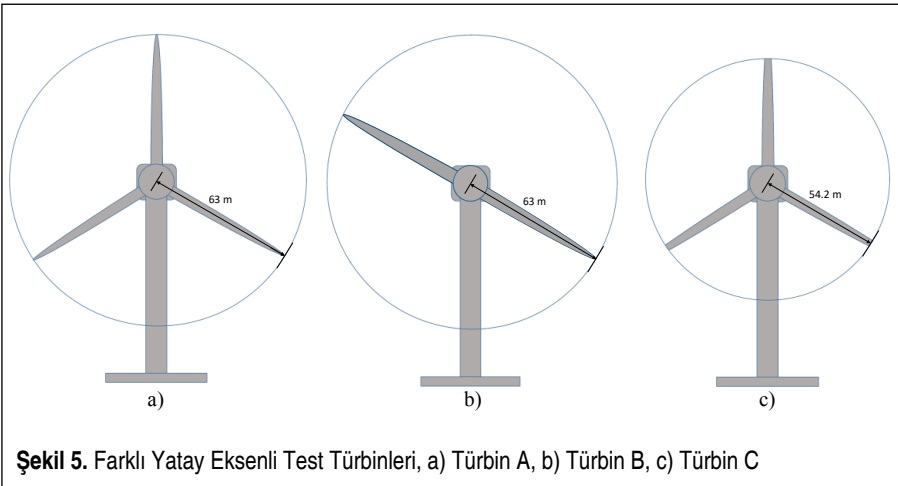
Bu bölümde, zarf koruma sisteminin etkinliği üç farklı rüzgar türbini üzerinde simülasyonlarla irdelenmiştir. Bu türbinler Türbin A, Türbin B ve Türbin C olarak adlandırılmıştır. Türbin A, NREL 5 MW'lık üç kanatlı türbine karşılık gelmektedir. Türbin B, NREL 5 MW'lık türbinin kanatlarından birinin çıkartılması sonucu elde edilen iki kanatlı bir türbin sistemi iken, Türbin C, aynı 5 MW'lık türbinin kanatlarının uçlarından, kanat uzunluğunun %14.3 civarındaki uç parçalarının çıkarılması sonucu oluşturulan daha kısa ve üç kanatlı bir türbin sistemidir. Türbin B'nin oluşturulmasında, NREL 5 MW'lık türbinden bir kanat çıkarıldığı için türbinin toplam rotor atalet momenti de %33.24 düşürülmüştür. Benzer şekilde, Türbin C de daha kısa kanatlara sahip oldu-

Tablo 1. Türbin A, Türbin B ve Türbin C'nin Bazı Özellikleri

	Türbin A	Türbin B	Türbin C
Rotor Kanat Sayısı	3	2	3
Rotor Yarıçapı	63 m	63 m	54.2 m
Rotor Atalet Momenti	38759228 kg.m ²	25878127.34 kg.m ²	36821266 kg.m ²

ğundan toplam atalet momenti, NREL 5 MW'lık türbine kıyasla %5 daha azdır. Tablo 1'de Türbin A, Türbin B ve Türbin C'ye ait bazı özellikler verilirken, Şekil 5'de ise bu türbinler resmedilmiştir.

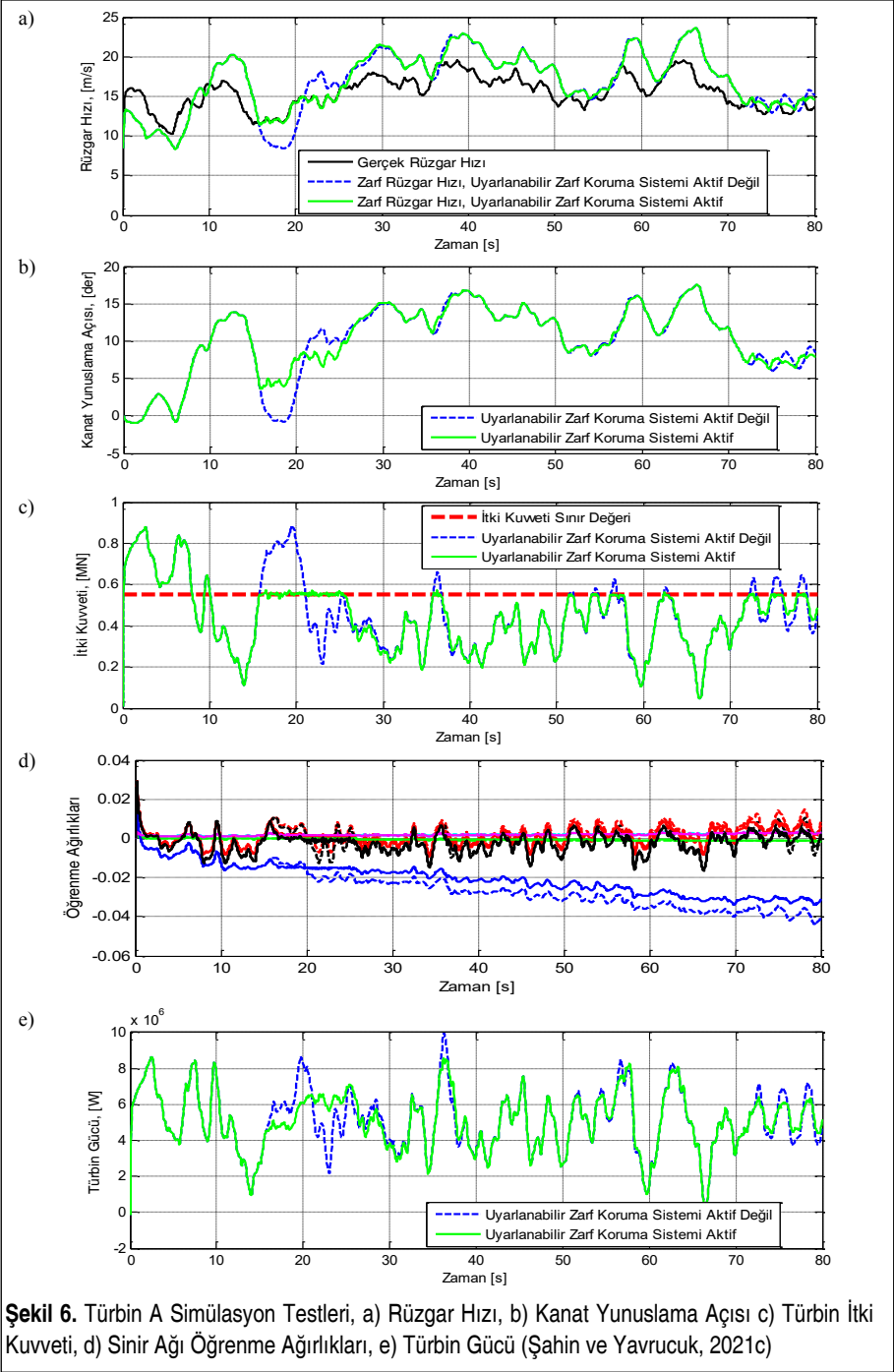
Yenilikçi zarf koruma sisteminin tasarımında herhangi bir değişiklik yapılmadan her üç türbin sistemi için de simülasyon testleri gerçekleştirilmiştir. Bu testler, türbinlerin tam yük bölgesindeki (Bölge 3) çalışmaları esnasında elde edilmiştir. Türbin A'ya ait test sonuçları Şekil 6'da verilirken, Türbin B ve Türbin C'ye ait test sonuçları ise Şekil 7 ve Şekil 8'de verilmiştir. Simülasyon testleri 80 saniye boyunca gerçekleştirilmiştir. Zarf koruma sistemi bütün simülasyonların 10. saniyesinde aktif edilmiştir. Simülasyon testlerindeki kesik çizgili sonuçlar zarf koruma sisteminin aktif olmadığı durumdaki sonuçlar iken, daimi çizgili sonuçlar ise koruma sisteminin aktif edildiğinde elde edilen sonuçlardır. Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8'in a, b, c ve e'sindeki simülasyon sonuçları aynı rüzgar hızı ve türbin değişkenlerine aittir, ancak simülasyon sonuçlarının kolayca anlaşılabilmesi açısından farklı renklerle verilmiştir. Bu şekillerin d'sinde de, zarf koruma sisteminin öğrenme ağırlıklarının zamanla değişimi sistem aktif edildiğinde veya edilmediğindeki durumları için verilmiş ve aynı ağırlıklar aynı renklerle gösterilmiştir. İtki sınır değeri, Türbin A ve Türbin B için 0.55 MN seçilirken, Türbin C için 0.50 MN olarak seçilmiştir.

**Şekil 5.** Farklı Yatay Eksenli Test Türbinleri, a) Türbin A, b) Türbin B, c) Türbin C

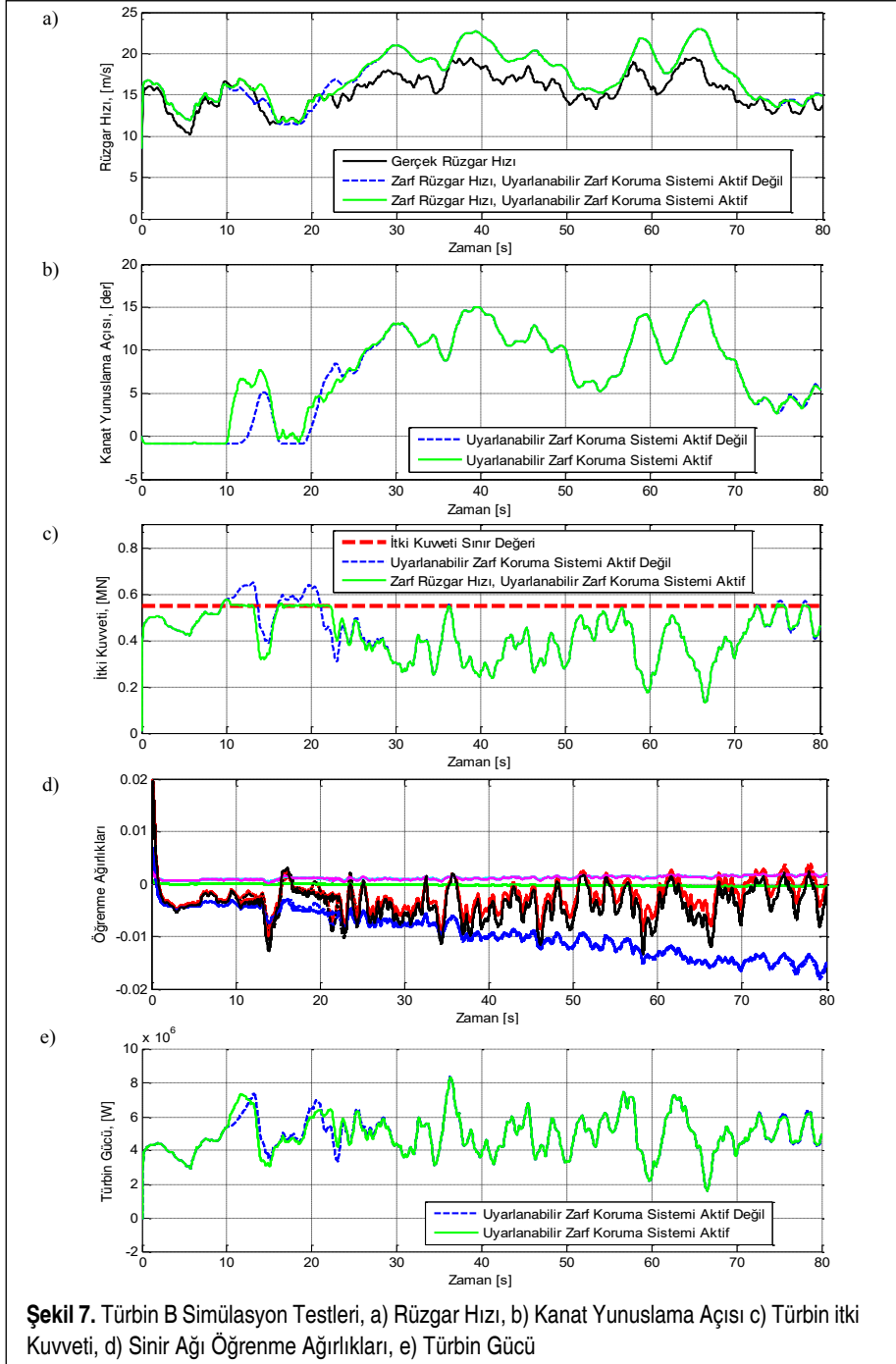


Şekil 6’da temel türbin kontrolcülerıyla kontrol edilen Türbin A’ya ait simülasyon test sonuçları görülmektedir. Kontrol edilen Türbin A’ya, 16 m/s ortalama değerli normal türbülanslı gerçek rüzgarın (Şekil 6-a) uygulanması sonucu, uyarlanabilir zarf koruma sisteminin aktif olmadığı durumda türbinin itki kuvveti değeri bazı zaman dilimlerinde önceden karar verilen 0.55 MN sınır değerini aşmaktadır (Şekil 6-c). İtki kuvvetinin sınır değerini aşması durumu, gerçek rüzgarın zarf rüzgar hızını geçtiği anlarda ortaya çıkmaktadır (Şekil 6-a). Türbinin güç regülasyonu için kanat yunuslama açısı kontrolcüsünün kanat yunuslama açısının değerini nasıl ayarladığı ise Şekil 6-b’de görülmektedir. Türbinin üretmiş olduğu güçteki ani değişimler de Şekil 6-e’de verilmiştir. Koruma sisteminin aktif veya değilken ki durumlarda zaman kaybetmeden türbini korumak için hazırolda bekleyip, türbinin çalışma şartlarını takip etmesi sonucunda sinir ağının öğrenme ağırlıklarında meydana gelen değişimler de Şekil 6-d’de görülmektedir. Önceden rüzgarı ve türbinin çalışmasını izleyerek türbin çalışma koşullarını sürekli öğrenen zarf koruma sistemi, simülasyonun 10. saniyesinde aktif olduğu anda, türbin güvenli çalışma durumuna geçtiği için türbin kanatlarının yunuslama açısına müdahale etmemiştir. Örneğin, simülasyon testinin 15 ile 21. saniyeleri aralığında ortaya çıkan yüksek itki kuvvetinden (Şekil 6-c) dolayı, koruma sisteminin türbin kanat yunuslama açısı değerini ayarlamasıyla (Şekil 6-b) türbin korunmuştur. Benzer şekilde, simülasyonun diğer saniyelerinde de görülen yüksek itki kuvvetinin (Şekil 6-c) zarf koruma sistemince engellendiği (Şekil 6-b) görülmektedir. Sistemin türbini koruması esnasında öğrenme ağırlıklarındaki değişimler de Şekil 6-d’de verilmiştir. Simülasyon sonuçları dikkatli bir şekilde incelenirse, zarf koruma sistemi türbinin çalışma noktasında meydana gelen değişimlere uyarlanabilmekte ve türbinin tehlikeli çalışma durumunu önceden sezerek türbini tehlikelerden sakınmaktadır. Zarf koruma sistemi, türbini korumanın yanı sıra türbini itki sınır değerinde bir müddet daha tutarak, koruma sırasında türbinde meydana gelen güç kaybına karşılık türbine bir miktar da güç ürettirmektedir (Şekil 6-e). Bu durum, kaybolan güce karşılık güç elde etmek anlamına geldiğinden, arzu edilen bir durumdur. Örnek verilecek olursa, koruma esnasında simülasyonun 15 ile 21. saniyeleri arasında türbinin ürettiği güç düşerken, 21 ile 26. saniyeleri arasında türbin gücü, koruma sisteminin aktif değilken ki duruma kıyasla bir miktar yükselmiştir (Şekil 6-e). Zarf koruma sisteminin, türbinin tehlikeli çalışması durumu bitmesine rağmen, ara ara belirli bir süre daha türbini koruması, yunuslama açısı kontrol sisteminin çıkışını ayarlayarak kapalı devre rüzgar türbin sisteminin dinamiğini değiştirmesinden kaynaklanmaktadır. Anlaşılacağı üzere, sistem aktif iken türbinin itki kuvvetinin değeri, önceden belirlenen 0.55 MN sınır değeri içinde seyretmekte (Şekil 6-c) ve rüzgar türbini artık güvenli olarak çalışmasına devam etmektedir.

Şekil 7’de ise aynı zarf koruma algoritmasına sahip ve 16 m/s ortalama değerli aynı rüzgar (Şekil 7-a) etkisinde çalışan iki kanatlı Türbin B’nin simülasyon test sonuçları verilmiştir. Bir önceki simülasyon sonuçları ile karşılaştırıldığında, rüzgar türbini iki



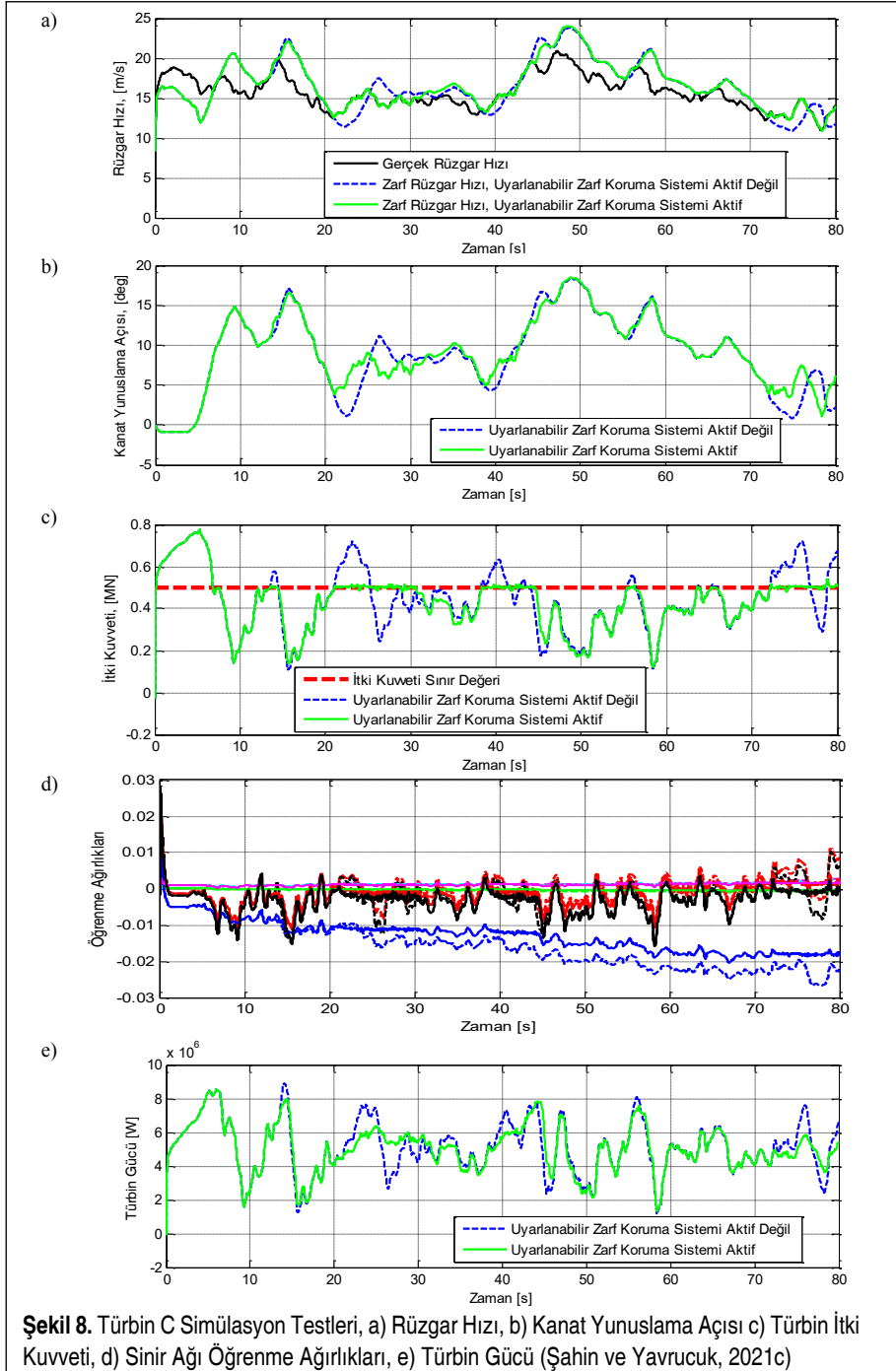
Şekil 6. Türbin A Simülasyon Testleri, a) Rüzgar Hızı, b) Kanat Yunuslama Açısı c) Türbin İtici Kuvveti, d) Sinir Ağı Öğrenme Ağırlıkları, e) Türbin Gücü (Şahin ve Yavrucuk, 2021c)



kanatlı olduğu için aynı rüzgar altında çalışan üç kanatlı Türbin A'ya nazaran daha az itki kuvveti (Şekil 7-c) oluşturmakta ve daha az türbin gücü (Şekil 7-e) üretmektedir. Burada, Türbin B için de itki kuvvetinin sınır değeri yine 0.55 MN olarak seçilmiştir.

Arzu edilirse başka sınır değerleri de seçilebilir. İki kanatlı rüzgar türbini, 9.45 ile 13.7 saniyeleri, 16.1 ile 21.1 saniyeleri arasında itki sınır değerini aştığı görülmektedir (Şekil 7-c). Aynı şekilde, simülasyonun son 10 saniyesinin içinde de itki kuvveti seçilen sınır değerini az da olsa geçmektedir. Bu durum, önceden de belirtildiği üzere gerçek rüzgarın zarf rüzgar hızını aştığı zamanlarda ortaya çıkmaktadır. Uyarlanabilir zarf koruma sistemi aktif edilmediğinde, türbin santraldeki sıradan türbinler gibi çalışmakta ve türbin kanatlarının yunuslama açıları, yunuslama açısı kontrolcüsü tarafından toplu olarak ayarlanarak (Şekil 7-b) türbin gücü regüle edilmektedir (Şekil 7-e). Koruma sisteminin ağırlıkları ise sistem aktif değilken türbin ve rüzgarda oluşan değişikliklerle değişmekte (Şekil 7-d), türbin çalışma şartları, yani çalışma noktasındaki değişimler devamlı olarak zarf koruma sisteminde takip edilerek öğrenilmektedir. Böylece, sistem aktif olduktan çok kısa bir süre içinde koruma işlemini gerçekleştirmektedir. Türbinin çalışmasını takip eden ve türbin çalışmasına uyarlanan sistem, simülasyonun 10. saniyesinde aktifleştirildiğinde, itki kuvvetinin istenilen değeri aşacağını anlayıp kanat yunuslama açısının referans değerini artırmaktadır. Bu işlem de, kanatların yunuslama açılarını artırarak (Şekil 7-b), türbinin itki kuvvetinin sınır itki değerini aşmasını engellemekte ve türbini aşırı itki kuvvetinden korumaktadır (Şekil 7-c). Simülasyon sonuçlarından da anlaşılacağı üzere, yukarıda üç kanatlı NREL 5 MW'lık türbin için tasarlanan tek bir uyarlanabilir zarf koruma sistemi iki kanatlı türbinin çalışmasına da uyarlanarak, bu türbin için de etkin bir şekilde koruma işlemini yapabildiği görülmektedir. Şekil 7-d'de ise zarf koruma sisteminin aktif ve değilken ki durumlarda zarf koruma algoritmasının öğrenme ağırlıklarındaki değişimler görülmektedir. Öğrenme ağırlıklarındaki kesik çizgili değişimler, zarf koruma sisteminin aktif değilken ki sonuçlara karşılık gelirken, devamlı çizgili sonuçlar ise sistem aktifken ki ağırlıklardaki değişimlere karşılık gelmektedir. Uyarlanabilir zarf koruma sistemi aktif ve değilken ki durumlarda türbinin gücünde meydana gelen değişimler de Şekil 7-e'de verilmiştir. Görüleceği üzere, bir önceki simülasyon sonuçlarında olduğu gibi, koruma esnasında kapalı devre türbin sisteminin dinamiğinde değişiklik meydana geldiği için bir taraftan türbin gücünde azalma olurken, bir taraftan da artma meydana gelmektedir.

Şekil 8'de ise aynı uyarlanabilir zarf koruma sisteminin daha küçük rotor çaplı Türbin C üzerinde yapılan simülasyon test sonuçları görülmektedir. İlgili sistemin testinde, 16 m/s ortalama değerli başka bir türbülanslı rüzgar verisi (Şekil 8-a) kullanılmıştır. Uygulanan bu rüzgarın etkisi altında çalışan Türbin C sisteminin itki kuvveti, çoğu kez seçilen itki sınır değerini geçmektedir (Şekil 8-c). Bu durum, yine yukarıdaki diğer simülasyonlarda da görüldüğü gibi, gerçek rüzgar hızının zarf rüzgar hızını geçtiği anlarda oluşmaktadır (Şekil 8-a). Zarf koruma sistemi simülasyonun 10. saniyesinde



Şekil 8. Türbin C Simülasyon Testleri, a) Rüzgar Hızı, b) Kanat Yunuslama Açısı c) Türbin İtki Kuvveti, d) Sınır Ağı Öğrenme Ağırlıkları, e) Türbin Gücü (Şahin ve Yavrucuk, 2021c)

aktifleştirildiğinde, sistem kanatların yunuslama açısını artırarak (Şekil 8-b) türbinin itki kuvvetinin sınır değerini geçmesini engellemiş (Şekil 8-c) ve bu sayede türbini güvenli olarak çalıştırmıştır. Zarf koruma sisteminin aktif ve değilken ki anlarda koruma sisteminin sinir ağının öğrenme ağırlıklarında ortaya çıkan değişimler Şekil 8-d’de sunulmuştur. İlgili sistem, kanat yunuslama açısı kontrol sisteminin çıkışını değiştirdiğinden kapalı devre türbin sisteminin dinamiği değişmektedir. Sonucunda da, zarf koruma sistemi türbinin korumasına gerek olmadığı anlarda, rüzgar türbinini sınır itki değerinde belirli bir süre daha çalışmasını sağlayarak, aktifleştirilmeden ki ve az güç ürettiği anlarda bile, türbinden bir miktar daha güç alınmasını da beraberinde getirmiştir (Şekil 8-e). Çoğunlukla türbin koruma yöntemlerinde güç azaltma yöntemi ile türbinler güvenli olarak çalıştırıldığından, buradaki zarf koruma sisteminin bir miktar fazla güç üretmeye olanak sağlaması bir nevi arzu edilen bir durumdur.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, RES’lerde en çok kullanılan yatay eksenli rüzgar türbinlerini türbülanslı rüzgarların etkisiyle türbinlerde oluşan aşırı yüklenmeleri engelleyebilen yenilikçi uyarlanabilir bir zarf koruma sisteminin çalışma prensibi, teorisi, tasarımı, uygulanması kısaca açıklanmış ve farklı türbinler üzerindeki etkinliği incelenmiştir. İlgili zarf koruma sistemi, rüzgar ve türbin değişkenlerini uyarlanabilir bir sinir ağı ile gerçek zamanlı olarak izlemekte ve türbinde oluşan değişiklikleri öğrenmektedir. Sistem, rüzgar türbinlerini aşırı itki kuvvetinden koruyacak şekilde tasarlanmıştır. Türbini aşırı itki kuvvetinden koruma işlemi, tehlike anında türbin kanatlarının yunuslama açısının toplu olarak artırılması ile gerçekleştirilmiştir. Bu artırma işlemi, ekstra bir kanat yunuslama açısı referans değerinin zarf koruma sistemi tarafından üretilmesi ve bunun da kanat yunuslama açısı kontrolcüsünün çıkışına bağlanması ile gerçekleştirilmiştir. Uyarlanabilir zarf koruma sistemi, içinde barındırdığı uyarlanabilir sinir ağı sayesinde, tasarımında değişiklik yapılmadan istenilen türbine ve türbinde meydana gelen değişikliklere uyarlanmakta ve etkili bir koruma işlemi yapabilmektedir. Bu çalışmada, ilgili sistem türbinlerin çalışma noktasına uyarlanabilmesinin yanında, farklı rüzgar türbinlerine de uyarlanabilme ve koruma yeteneği MS Bladed Model simülasyonlarıyla irdelenmiştir. Simülasyonlar için Türbin A, Türbin B ve Türbin C olarak isimlendirilen farklı kanat sayılarına ve rotor çaplarına sahip yatay eksenli rüzgar türbinleri kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları, tasarlanan tek bir uyarlanabilir zarf koruma sisteminin farklı türbinlere ve bunların çalışma noktalarındaki değişikliklere uyarlanabildiği, aktifleştirildiğinde türbinleri istenilen bir sınır itki değeri içinde çalıştırdığı ve böylece türbinlerin üzerinde oluşan yüksek itki kuvvetini etkin bir şekilde yok ettiği görülmüştür. Ek olarak, ilgili sistem türbinlerin gücünü düşürerek koruma işlemini yerine getirirken, bir taraftan da Bölge 3’te türbinlerin düşük güç ürettiği anlarda türbinlerden ekstra bir güç elde etme olanağı da sunduğu görülmüştür. Sonuç olarak, farklı rüzgar türbinleri üzerinde test edilen uyarlanabilir zarf koruma sistemi,



rüzgar türbin sektörü için yenilikçi bir sistemdir. İlgili koruma algoritmasının, rüzgar elektrik santrallerindeki türbinlerde kullanılması durumunda, türbinlerin aşırı itki kuvveti/yüklenmeleri engellediğinden, türbinlerin kanatlarının kırılması, kulelerinin zarar görmesi ve hatta türbinlerin yıkılması vb. olası hasarları yok etmenin yanı sıra türbinlerin servis ömürlerinde de bir artış sağlanacağı beklenmektedir.

SEMBOLLER

a, b	Yaklaşık sistem parametreleri
F_i	Türbin itki kuvveti
Δ	Sinir ağının çıkışı
u_{zarf}	Zarf rüzgar hızı
Ω	Türbin rotor devri
$\Delta\beta_{ref}$	Ekstra kanat yunuslama açısı
Δu	Gerçek ile zarf rüzgar hızlarının fark değeri
$\delta(\mu)$	Sinir ağının giriş vektörü
n_1	Sinir ağının giriş sayısı
n_2	Sinir ağının çıkış sayısı
I	Birim matrisi veya sabiti
\oplus	Kronocker çarpanı
u	Sistem girişi, rüzgar hızı
\wedge	Yaklaşık değer
K	Gözlemleyici kazancı
F_{i_s}	İtki kuvveti sınır değeri
e	Hata
ε	Tasarım parametresi
W	Sinir ağı öğrenme ağırlıkları
k	E-modifikasyon kazancı
Γ	Sinir ağının öğrenme hızı
r	Doğrusal olmayan itki kuvvetinin fonksiyonu

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın bir önceki versiyonu, 23-24 Eylül 2021 tarihleri arasında Makine Mühendisleri Odası ve Elektrik Mühendisleri Odası tarafından düzenlenen 6. İzmir Rüzgar Sempozyumu'nun "Rüzgar Enerjisinde Yeni trendler ve Teknolojiler" adlı 7. Oturumunda "Rüzgâr Türbinleri İçin Yenilikçi Uyarlanabilir Bir Zarf Koruma Sis-



teminin Geliştirilmesi ve Farklı Rotor Çaplarındaki Türbinler Üzerinde Simülasyon Testleri” başlığı altında sunulmaktadır. Konferansı düzenleyen yetkililerinin yönlendirilmesi sonucu, sempozyum bildirisinde geçen yenilikçi uyarlanabilir zarf koruma sistemi, farklı kanat sayılarındaki türbinler üzerindeki etkinliği de incelenerek daha da genişletilmiş ve Mühendis ve Makine Dergisine iletilmiştir.

KAYNAKÇA

- Al-Ahmar, E., Benbouzid, M. E. H., Amirat, Y. & Ben Elghali, S. E. (2008). DFIG-based wind turbine fault diagnosis using a specific discrete wavelet transform. *18th International Conference on Electrical Machines, ICEM'08*, Vilamoura, Portekiz.
- Bernhammer, Lars. O., Van Kuik, Gijs A. M. & De Breuker, R. (2016). Fatigue and extreme load reduction of wind turbine components using smart rotors. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 154, 84–95. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2016.04.001>
- Bossanyi, E. A. (2003). Individual blade pitch control for load reduction. *Wind Energy*, 6(2), 119–128. Doi: <https://doi.org/10.1002/we.76>
- Camblong, H., Nourdine, S., Vechiu, İ. & Tapia, G. (2012). Control of wind turbines for fatigue loads reduction and contribution to the grid primary frequency regulation. *Energy*, 48(1), 284–291. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.05.035>
- Cetrini, A., Cianetti, F., Corradini, M. L., Ippoliti, G. & Orlando, G. (2019). On-line fatigue alleviation for wind turbines by a robust control approach. *International Journal of Electrical and Power & Energy Systems*, 109, 384–394. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2019.02.011>
- Fischer B. & Shan, M. (2013). A survey on control methods for the mitigation of tower loads. Fraunhofer-Institute for *Wind Energy and Energy Systems Technology, IWES, Proje Raporu* 01/104256. Erişim adresi: <https://publica-rest.fraunhofer.de/server/api/core/bitstreams/f0c70706-6842-454d-a14f-4fa050f7787a/content>
- Gupta, A., Rotea, M. A., Chetan, M., Sakib, M. S. & Griffith, D. T. (2021). A methodology for robust load reduction in wind turbine blades using flow control devices. *Energies*, Cilt: 14 (12), 1-29. Doi: <https://doi.org/10.3390/en14123500>
- Jelavic, M., Petrovic, V., Barisic, M. & Ivanovic, I. (2013). Wind turbine control beyond the cut-out wind speed. *European Wind Energy Conference and Exhibition, Bec/Viyana, Avusturya*.
- Johnson, K. E., Pao, L. Y., Balas, M. J. & Fingersh, L. J. (2006). Control of variable speed wind turbines-standard and adaptive techniques for maximizing energy capture. *IEEE Control Systems Magazine*, 26(3), 70–81. Doi: 10.1109/MCS.2006.1636311
- Jonkman, J., Butterfield, S., Musial, W. & Scott, G. (2009). Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development. NREL/TP-500-38060, *National Renewable Energy Laboratory*. Erişim adresi: <https://www.nrel.gov/docs/fy09osti/38060.pdf>



- Merabet, A., Thongam, J. & Gu, J. (2011). Torque and pitch angle control for variable speed wind turbines in all operating regimes. *10th International Conference on Environment and Electrical Engineering (EEEIC)*, Roma, İtalya.
- Oltmann, N. C., Sobotta, D. & Hoffmann, A. (2017). Load reduction of wind turbines using trailing edge flaps. *Energy Procedia*, 136, 176–181. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.10.316>
- Petrovic, V., Baotic, M. & Peric, N. (2012). Reduction of wind turbine tower oscillation based on individual pitch control. *20th Mediterranean Conference on Control & Automation (MED)*, Barsenola, İspanya.
- Petrovic, V. & Bottasso, C. L. (2014). Wind turbine optimal control during storms. *Journal of Physics: Conference Series*, 524(1). Doi: 10.1088/1742-6596/524/1/012052
- Petrovic, V. & Bottasso, C. L. (2015). Wind Turbine Envelope Riding. *AIAA Scitech, 33rd Wind Energy Symposium*, Kissimmee, Florida.
- Petrovic, V. & Bottasso, C. L. (2017). Wind turbine envelope protection control over the full wind speed range, *Renewable Energy*, 111, 836–848. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.04.021>
- Stol K. A. & Fingersh, L. J. (2004). Wind turbine field testing of state-space control designs. NREL/SR-500-35061, *National Renewable Energy Laboratory*. Erişim adresi: <https://www.nrel.gov/docs/fy04osti/35061.pdf>
- Stubkier, S., Pedersen, H. C. & Jonkman, J. M. (2014). Analysis of load reduction possibilities using a hydraulic soft yaw system for a 5-MW turbine and its sensitivity to yaw-bearing friction. *Engineering Structures*, 69, 123–134. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2014.01.022>
- Şahin, M. & Yavrucuk, İ. (2017a). Dynamical modelling of a wind turbine system with precone and tilt angles. 9th Ankara International Aerospace Conference, AIAC 2017, Ankara, Türkiye.
- Şahin, M., Yavrucuk, İ. (2017b). Değişken hızlı rüzgar türbinlerinin kısmi ve tam yük bölgeleri için kontrolcü tasarımı. 9. *Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu, YEKSEM 2017*, Antalya, Türkiye.
- Şahin, M. (2018). Dynamic modeling, control and adaptive envelope protection system for horizontal axis wind turbines (Doktora Tezi). Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye. Erişim adresi: <http://etd.lib.metu.edu.tr/upload/12622891/index.pdf>
- Şahin, M. & Yavrucuk, İ. (2019a). Performance comparison of two turbine blade pitch controller design methods based on equilibrium and frozen wake assumptions. 10th Ankara International Aerospace Conference, AIAC 2019, Ankara, Türkiye.
- Şahin, M., Yavrucuk, İ. (2019b). Rüzgar türbini kanat yunuslama açısı kontrolcüsü tasarımı ve performans analizi. 5. *İzmir Rüzgar Sempozyumu*, İzmir, Türkiye.



- Şahin, M. & Yavrucuk, İ. (2020). Adaptive envelope protection control for the below and above rated regions of wind turbines. *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Energy Power Engineering*, 14(10), 275–283.
- Şahin, M. & Yavrucuk, İ. (2021a). An algorithm for wind turbine protection under iced rotor blades. *11th Ankara International Aerospace Conference, AIAC 2021, Ankara, Türkiye*.
- Sahin, M. (2021b). MS (Mustafa Sahin) Bladed Rüzgar Türbin Simülasyon Modeli ve bazı önemli yetenekleri. *EMO Bilimsel Dergi*, 11(1), 7-19.
- Şahin, M., Yavrucuk, İ. (2021c). Rüzgar türbinleri için yenilikçi uyarlanabilir bir zarf koruma sisteminin geliştirilmesi ve farklı rotor çaplarındaki türbinler üzerinde simülasyon testleri. *6. İzmir Rüzgar Sempozyumu*, İzmir, Türkiye.
- Şahin, M. & Yavrucuk, İ. (2022). Adaptive envelope protection control of wind turbines under varying operational conditions. *Energy*, 247(123544). Doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123544>
- Unnikrishnan, S., Jeram, G. J. & Prasad, J. V. R. (2004). Tactile limit avoidance cueing using adaptive dynamic trim. *Proceedings of the American Helicopter Society 60th Annual Forum*, Baltimore, Maryland.
- Xu, B., Yuan, Y., Liu, H., Jiang, P., Gao, Z., Shen, X. & Cai, X. (2020). A Pitch Angle Controller based on Novel Fuzzy-PI Control for wind turbine load reduction. *Energies*, Cilt: 13(22), 6086, 1-16. Doi: <https://doi.org/10.3390/en13226086>
- Yavrucuk, I., Prasad, J. V. R. & Unnikrishnan, S. (2009). Envelope protection for autonomous unmanned aerial vehicles. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 32(1), 248–261. Doi: <https://doi.org/10.2514/1.35265>
- Yavrucuk, I. & Prasad, J. V. R. (2012). Online dynamic trim and control limit estimation. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 35(5), 1647–1656. Doi: <https://doi.org/10.2514/1.53116>
- Zhang, M., Yang, H., & Xu, J. (2017). Numerical investigation of azimuth dependent smart rotor control on a large-scale offshore wind turbine. *Renewable Energy*, 105, 248–256. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.12.063>
- Zhang, M., Li, X., Tong, J. & Xu, J. (2020). Load control of floating wind turbine on a tension-leg-platform subject to extreme wind condition. *Renewable Energy*, 151, 993–1007. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.11.093>



3-Years Energetic and Economic Analysis of a 30kWp Rooftop PV Power Plant

Ali Murat Ateş¹

ABSTRACT

A 30 kWp rooftop solar photovoltaic (PV) power plant was modelled using energy balance equations, 3-year energy production and its economic return is calculated according to the feed-in tariff agreement. Hourly measured electricity generation and Excel spreadsheet simulation results were closely compatible. The system generated 45.35 MWh, 47.05 MWh and 46.34 MWh of energy in year 1, 2 and 3, respectively. It has been observed that the performance ratio of the PV system varies between 84.50 % and 90.27 %, while the capacity factor varies between 17.26 % and 17.63%. While 93.90 MWh of electrical energy has been injected into the grid over a 3-year period, 46.40 MWh of energy has been taken from the grid. The price of electricity injected and consumed was calculated according to the FIT conditions at the time the system was installed, and the payback period was calculated as approximately 6 years.

Keywords: Photovoltaic, rooftop PV, performance assessment, building-integrated PV, economic analysis

30kWp Çatı Tipi PV Santralinin 3 Yıllık Enerjik ve Ekonomik Analizi

ÖZ

30 kWp'lık bir çatı üstü fotovoltaik (FV) güneş enerji santrali, enerji dengesi denklemleri kullanılarak modellenmiş ve 3 yıllık enerji üretimi ile ekonomik getirisi kurulduğu gündeki tarife anlaşmasına göre hesaplanmıştır. Excel'de yapılan modelleme ve benzetim sonuçları ile sistemden saatlik bazda ölçülen elektrik üretimi verilerinin oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Sistem 1., 2. ve 3. yılda sırasıyla 45,35 MWh, 47,05 MWh ve 46,34 MWh enerji üretmiştir. FV sistemin performans oranının %84,50 ile %90,27 arasında değişirken, kapasite faktörünün de %17,26 ile %17,63 arasında değiştiği gözlemlenmiştir. 3 yılda üretim fazlası olarak 93,90 MWh elektrik enerjisi şebekeye verilirken, şebekeden 46,40 MWh enerji çekilmiştir. Enjekte edilen ve tüketilen elektriğin bedeli, sistemin kurulduğu andaki bağlantı anlaşması koşullarına göre hesaplanmış ve geri ödeme süresi yaklaşık 6 yıl olarak bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Fotovoltaik, çatı üstü FV, performans değerlendirmesi, binaya entegre FV, ekonomik analiz

Geliş/Received : 12.02.2022

Kabul/Accepted : 24.11.2022

¹ Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Eğitim Fakültesi, Bilgisayar ve Öğretim Teknolojileri Eğitimi Bölümü, Manisa
murat.ates@cbu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2815-1404



1. INTRODUCTION

Energy is as vital as air, water and food, but the way it is generated often contributes to global warming because of the greenhouse gasses (GHG) released during both production and consumption. It is estimated that 79.7% of the energy consumed in the world comes from fossil fuels (REN21, 2019). In 2018, the amount of electrical energy produced from fossil fuels worldwide was 26,614.8 TWh, of which 38% was from coal and 23% from natural gas (BP, 2019). The share of renewable resources in this production in that same year was 26.2% of which 15.8% was hydro-electric, 5.5% wind and 2.4% solar (REN21, 2019). Most countries have begun to move towards renewable technologies and low carbon emissions from energy production to control this climate-changing trend in the world. Solar technology is expected to play an important role in the coming years because of technological advances and falling prices among low carbon emission technologies (Adaramola, 2015). The CO₂ emissions from electricity generation by wind, solar, hydroelectric, natural gas, diesel and lignite were 10, 23, 26, 499, 888 and 1054 tons per GWh respectively (WNA, 2011). According to these emission values, the most suitable source for electricity generation is the sun. Generally, photovoltaic (PV) systems are installed on (1) marginal agricultural lands, (2) building surfaces and roofs, and (3) water surfaces (Ateş, Yılmaz, & Gulgen, 2020). However, there is little or no marginal agricultural land or water surface in urban areas. Therefore, rooftop PV power plants are particularly advantageous there, as the cost of operation and maintenance is very low, the systems are quiet, and they do not create visual or environmental pollution.

There are abundant studies of the technical or economic performance of rooftop PV systems. A study of 170 rooftop PV systems in Germany in 1997 found that the performance ratio (PR) ranged from 47.5% to 81% with an average of 66.5% (Decker & Jahn, 1997). In 2004, the evaluations of PV systems on 235 buildings in Germany and 133 buildings in other EU countries found PR values between 63.9% and 69.4% (Jahn & Nasse, 2004). The average performance ratio of the 6868 rooftop PV systems in France was 76% in 2010 (Leloux, Narvarte, & Trebosc, 2012). An evaluation of the building stocks of the 27 EU member states found that there was a building integrated PV technical potential of 951GWp, and that 840TWh of electricity could be generated annually (Defaix, van Sark, Worrell, & de Visser, 2012). The evaluation of four rooftop PV systems in Abu Dhabi, UAE, found PR values between 70% and 81% (Emziane & Al Ali, 2015). In addition, the PR of rooftop PV systems were between 60% and 93.3%, and specific yields ranged between 812.76 kWh/kWp/year and 1802kWh/kWp/year, in Poland (Pietruszko & Gradzki, 2003), Northern Ireland (Mondol, Yohanis, Smyth, & Norton, 2006), the island of Crete (Kymakis, Kalykakis, & Papazoglou, 2009), Dublin (Ayompe, Duffy, McCormack, & Conlon, 2011), Muğla, Turkey (Eke & Demircan, 2013), Durban, South Africa (Ebhotu & Tabakov,



2021), Malaysia (Farhoodnea et al., 2015; Humada et al., 2016), Sohar, Oman (Kazem et al., 2014), Norway (Adaramola, 2015; Adaramola & Vågnes, 2015), Algeria (Cherfa et al., 2015; Dabou et al., 2016), Serbia (Milosavljević et al., 2015), Morocco (Attari et al., 2016), Portland, India (Dondariya et al., 2018; Yadav & Bajpai, 2018), Kuwait (Al-Otaibi, Al-Qattan, Fairouz, & Al-Mulla, 2015) and Singapore (Wittkopf, Valliappan, Liu, Ang, & Cheng, 2012). In addition, there are many studies evaluating the economic and environmental performance of PV systems (Datta, Kalam, & Shi, 2020; Njoku & Omeke, 2020; Rughoo & Ramasesha, 2020; Tirmikçi & Yavuz, 2020).

The first aim of householders who install rooftop PV systems is to reduce their electricity bills and, if possible, earn income by selling electricity to the grid. This requires making legal arrangements with the government. Two different mechanisms are generally used for injecting energy from renewable sources to the grid: feed-in tariffs (FIT) and net metering. According to FIT, households can sell the PV-generated surplus electricity to distribution or electricity companies at a certain price, while they can buy the electricity, they consume at the standard electricity price. There is a bidirectional electric meter in this system, and the amounts of electricity injected to the grid and consumed from the grid are recorded and accounted for separately. In a net metering system, there is only one electricity meter. It rotates forwards when electricity is consumed from the grid and backwards when electricity is injected to the grid. At the end of each billing period, the amount owed or gained by the householder is assessed (Yamamoto, 2012).

FIT is the one of the most widely used policies in the world to promote renewable energy (T. D. Couture, Cory, Kreycik, & Williams, 2010; T. Couture & Gagnon, 2010). It has had success in the German and Spanish renewable energy markets. In addition, it is used in more than 40 countries around the world and in many states and municipalities in the USA (Cory, Couture, & Kreycik, 2009). In Turkey, legal arrangements were made in 2013 when the FIT model was introduced. According to that model, 13.3 cent/kWh is the tariff for injecting PV-generated electricity to the grid (EPDK, 2013).

This study analyses the technical performance and economic income of a 30kWp rooftop PV system under the feed-in tariff conditions that applied in Turkey at the time the system was installed.

2. PHOTOVOLTAIC (PV) SOLAR POWER PLANT (SPP)

The PV system was installed on the roof of the MCBU Koprubasi Vocational School, 38.751 Latitude, 28.395 Longitude, and 251m above sea level in Manisa, Turkey. The system had 116 modules which were mounted 15 cm above the roof surface to allow for natural ventilation. Because of the shape of the roof and the building's orientation, the tilt angle was 12 degrees, and the azimuth angle was -20 degrees (Fig 1).

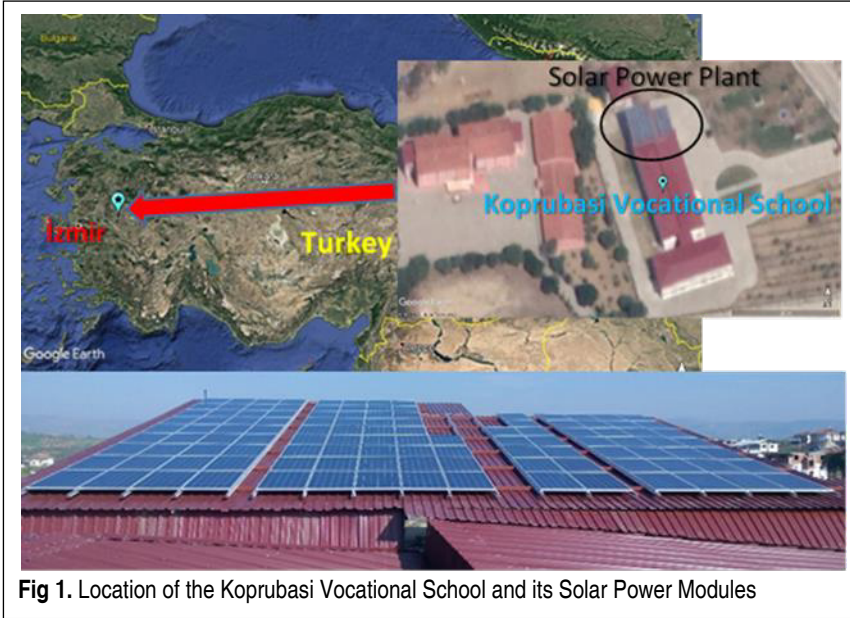


Fig 1. Location of the Koprubasi Vocational School and its Solar Power Modules

Each Odul solar OSP260 module had 260Wp output power and contained 60 polycrystalline silicon cells. The modules efficiency was %16 and Temperature Coefficient of P_{max} was $-0,45 \text{ \%} / ^\circ\text{C}$. The PV modules were not manually cleaned in any way during the monitoring period, except for rain.

PV modules consisting of 6 strings were connected to the input of a 30 kWp Huawei SUN2000-33KTL inverter with 3 MPPT inputs. The 3-phase inverter with an efficiency of 98.6% was directly connected to the 220V grid via a bidirectional energy meter and the data was recorded for 3 years as of July 2018.

3. METHODOLOGY

3.1 Modelling the PV Generator

The layers of a mono or poly crystalline PV module consist of glass, ethylene vinyl acetate (EVA), solar cells and tedlar (Fig 2).

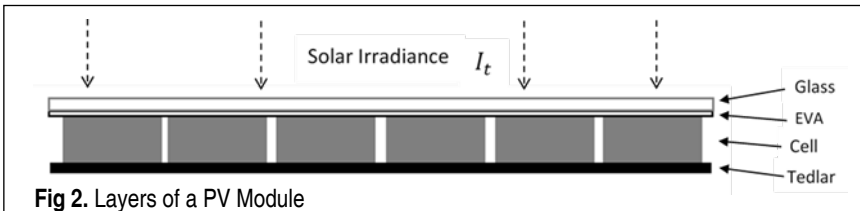


Fig 2. Layers of a PV Module



The energy balance equation for the polycrystalline silicon (Si) PV modules can be written as (Dubey, Sandhu, & Tiwari, 2009; Gaur & Tiwari, 2013).

[Rate of absorbed solar radiation received by solar cells]

=[Rate of thermal energy loss from solar cells]+

Rate of ambient thermal energy loss from solar cells through the top glass surface □

[Rate of electrical energy generated from the solar cells]

$$\tau_g[\alpha_c\beta_c I_t + (1 - \beta_c)\alpha_T I_t] = U_t(T_c - T_a) + U_b(T_c - T_a) + \tau_c\eta_c\beta_c I_t \quad (1)$$

Here, U_t and U_b can be defined as

$$U_t = \left[\frac{L_g}{K_g} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (2)$$

$$U_b = \left[\frac{L_T}{K_T} + \frac{1}{h_i} \right]^{-1} \quad (3)$$

The following equations are obtained by performing the arithmetic operations in Eq. (1) (Dubey et al., 2009; Gaur & Tiwari, 2013):

$$T_c = \frac{[\tau_g\{\alpha_c\beta_c + (1 - \beta_c)\alpha_T - \eta_c\beta_c\}I_t + U_L T_a]}{U_L} \quad (4)$$

Where $U_L = U_t + U_b$

$$\eta_c = \frac{\eta_0[1 - \beta_0\{(T_a - T_0) + (\{\tau_g\alpha_c\beta_c + (1 - \beta_c)\alpha_T\}/U_L)I_t\}]}{[1 - (\eta_0\beta_0\tau_g\beta_c/U_L)I_t]} \quad (5)$$

$$\eta_m = \eta_c\beta_c\tau_g \quad (6)$$

The annual electric energy production value of the PV system can be found with:

$$E_{an} = \sum_{d=1}^{365} \sum_{h=1}^{24} H_{i,d,h} A_m \eta_{m,d,h} C_m \quad (7)$$

where d is the number of day of the year, h is the hour of the day, H_i (Wh/m²) is the

total irradiance on the inclined surface, A_m (m^2) is the module area, η_m is the module efficiency and C_m is the module count.

3.2 Calculation of the Yields, Performance Ratio and Capacity Factor

The data of the grid connected SPP were recorded as hourly averages for 3 years. To determine the performance of the PV system, the following metrics were calculated as defined by IEC Standard 61724 (IEC 61724, 1998) array yield (Y_A), final yield (Y_F), reference yield (Y_R), performance ratio (PR) and capacity factor (CF).

The array yield, which shows the efficiency of the PV array, is calculated as (Ateş & Singh, 2021; Ayompe et al., 2011; IEA, Clavadetscher, & Nordmann, 2007):

$$Y_A = \frac{E_{DC} [kWh]}{P_{PV_{rated}} [kW]} \quad (8)$$

The final yield, which shows the efficiency of the PV SPP with all its components, is given by (Kymakis et al., 2009) and calculated as:

$$Y_F = \frac{E_{AC} [kWh]}{P_{PV_{rated}} [kW]} \quad (9)$$

The reference yield value is calculated as (R. Sharma & Goel, 2017):

$$Y_R = \frac{H_i [kWh/m^2]}{1 [kW/m^2]} \quad (10)$$

When the reference yield, array yield and system yield are known, capture losses (L_c) can be calculated by subtracting the array yield from the reference yield and system losses (L_s) can be calculated by subtracting the final yield from the array yield (Wittkopf et al., 2012).

Performance ratio (PR) given as a percentage is an indicator of the quality of a PV plant, regardless of location and calculated by dividing final yield to reference yield (Eicker, 2014; R. Sharma & Goel, 2017).

$$PR = \frac{Y_F}{Y_R} \quad (11)$$

The capacity factor (CF) is a parameter that shows the performance of the SPP system according to the installation type and location, and shows how close the electricity produced in the system is to the maximum energy that can be produced (Kazem et al., 2014).



$$CF = 100 \frac{E_{AC,an}}{P_{PV,rated} * 8760} \quad (12)$$

3.3 Economic Income Analysis

A 30-kWp rooftop PV plant was installed in April 2018, and the necessary legal procedures were completed at end of May 2018, when the production of electricity started. The netting method used in Turkey in 2018 is given in (EPDK, 2013), and the applicable fees are given in the Appendix part in the law. According to the regulation, the energy consumed from the grid and the energy fed to the grid by being produced by renewable energy sources is measured on an hourly basis and subsidies are applied for electricity injection into the grid. Within the framework of these subsidies, the electricity injected to the grid is charged at 0.133 USD/kWh for 10 years. The consumed energy from the grid is charged at three different tariffs according to the consumption time. The sales to the grid and the purchase prices, with all taxes included, are given in Table 1.

Table 1. Electricity tariffs and hours

Tariffs and hours	Day (06.00-17.00)	Peak (17.00-22.00)	Night (22.00-06.00)
Selling to the grid Price (SP) (USD)	0.133 (T_s)	0.133 (T_s)	0.133 (T_s)
Purchase Price (PP) (USD)	0.089 (T_1)	0.129 (T_2)	0.056 (T_3)

The monthly consumption bill (CB) is calculated with the following equation, using the consumed energy per hour (CEh) from the grid:

$$CB_{mn} = \sum_{d=1}^{N_d} \left[\left(\sum_{h=6}^{16} CE_h T_1 \right) + \left(\sum_{h=17}^{21} CE_h T_2 \right) + \left(\sum_{h=22}^{24} CE_h T_3 \right) + \left(\sum_{h=1}^5 CE_h T_3 \right) \right] \quad (13)$$

where N_d is the number of days in the calculated month.

The monthly selling bill (SB) is calculated in the following equation, using the energy delivered hourly (DEh) to the grid:

$$SB_{mn} = \sum_{d=1}^{N_d} \sum_{h=1}^{24} DE_h T_s \quad (14)$$

The monthly net profit (NP) is calculated as the difference between the selling bill and

the consumption bill. Here, the annual net profit is calculated as:

$$NP_{an} = \sum_{mn=1}^{12} (SB_{mn} - CB_{mn}) \quad (15)$$

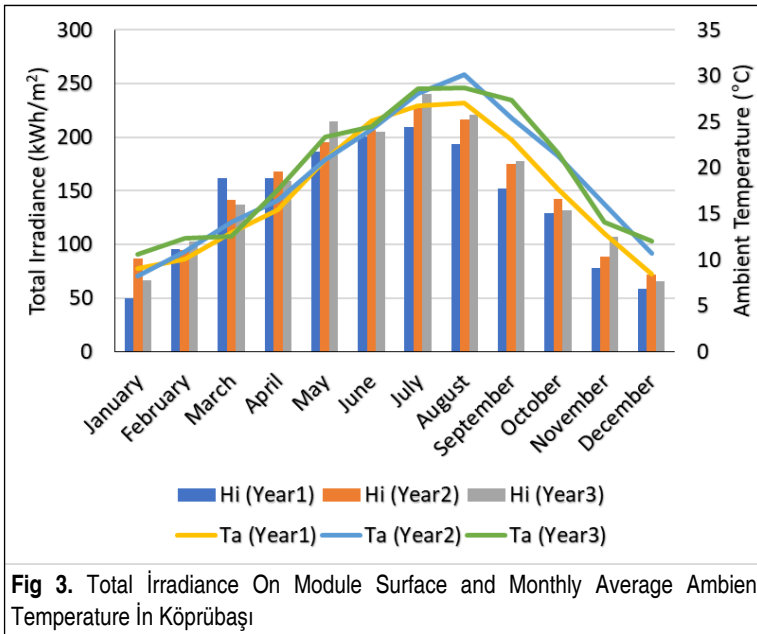
The annual electricity consumption bills of Koprubasi Vocational School were calculated. This value was considered as annual fixed income (FI_a) in this study, since this value would have continued as an annual fixed expense if the PV system had not been installed. 10-year contracts are made for grid connection in Turkey. At the end of 10 years, agreements are renewed according to the grid connection rules of that time. Considering the initial investment cost (IC) of the system, the 10 years' annual cash flow (CF_a) and payback period is calculated as:

$$CF_{an} = -IC + \sum_{y=1}^{10} FI_{an} + NP_{an,y} \quad (16)$$

4. RESULTS

4.2 Measured Radiation and Temperature Values

The monthly total radiation on the modules' surface and the monthly average ambient temperature in Koprubasi, where the PV plant is installed, are given in Fig 3.





In Koprubasi district, the lowest monthly total irradiance on the inclined surface was 49.36 kWh/m^2 in January of year 1 and the highest value was 240.47 kWh/m^2 in July of year 3. While there were imbalances in the amounts of radiation between years in January and March, it was observed that the values were closer to each other in the other months. The lowest average monthly temperature was 8.17°C in January of year 2, and the highest was 30.15°C in August of year 2.

4.2 Comparison of Simulation Results and Measured Values

To examine the closeness of the simulation results to the measured energy output values of the modules, the 3-year values are compared and given in Fig 4. The year 1 in which measurements were made had 365 days, year 2 had 366 days and year 3 had 365 days. In Figure 4, it is seen that while the simulation values are high, the measured values are low and sometimes there is no electricity production at all. This shows that PV SPP was not producing due to the power outage in the region, although the solar radiation was suitable during the daytime hours.

A total of 26,304 hours of measurements for these three years were compared with the simulation results using the IBM SPSS Statistics software. The Pearson Correlation coefficients between measured and simulated power output of the modules was calculated as 0.993 (Table 2). These results showed that the measured values were in perfect harmony with the simulation results.

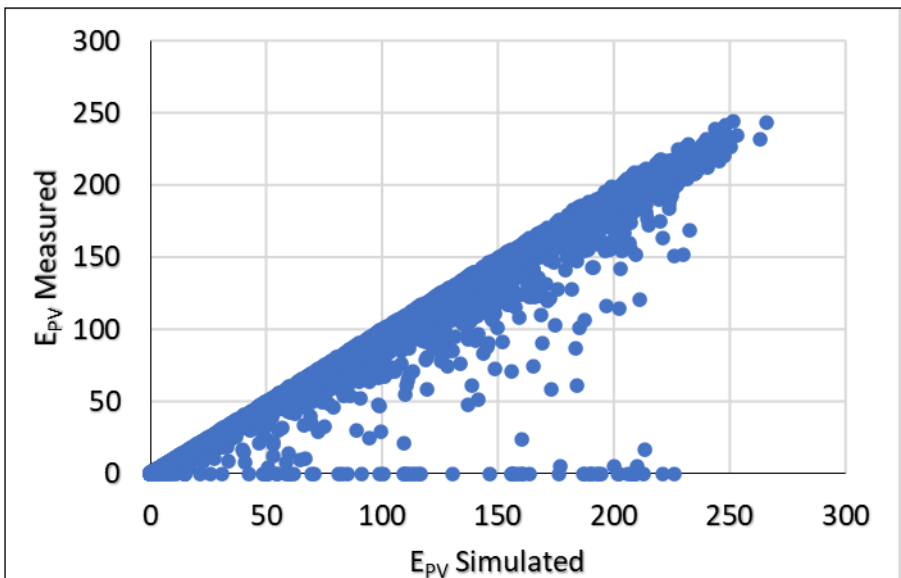


Fig 4. Correlation of its Measured Values with the Simulation of the Energy Generated by the Module

Table 2. Correlation Coefficients

		Simulated	Measured
Simulated	Pearson Correlation	1	,993**
	Sig. (2-tailed)		,000
	N	26304	26304
Measured	Pearson Correlation	,993**	1
	Sig. (2-tailed)	,000	
	N	26304	26304

** . Correlation is significant at the 0.01 level (2-tailed)

4.3 Performance of the PV System

The total radiation measured on the module surface over a 3-year period and the AC energy values produced by the PV GES were recorded in 15-minute periods and the results are given in Table 3.

While the monthly total radiation on the module surface varies between 49.36 kWh/m² and 240.47 kWh/m², it has been observed that the monthly total values of the generated electric energy vary between 1.422.58 kWh and 5.896.28 kWh. The 3-year performance values of the PV SPP system are also given in Table 4 on an annual basis.

Table 3. Measured Total Irradiance on the Module's Surface and Generated AC Energy Values by PV SPP

Months	H _i (kWh/m ²)			E _{Generated} (kWh)		
	Year 1	Year 2	Year 3	Year 1	Year 2	Year 3
January	49.36	86.87	65.99	1,422.58	2,483.27	1,848.08
February	95.76	94.63	102.98	2,725.27	2,623.21	2,841.14
March	161.44	141.64	137.21	4,323.43	3,791.08	2,997.07
April	161.66	167.78	159.42	4,246.93	4,385.29	4,189.77
May	186.56	195.61	214.36	4,896.83	5,027.56	5,382.69
June	200.58	206.60	204.99	5,044.99	5,254.98	5,196.41
July	209.02	227.51	240.47	5,660.97	5,685.16	5,896.28
August	193.11	216.07	220.55	5,260.55	5,332.09	5,430.16
September	152.30	174.93	177.83	4,227.01	4,426.45	4,403.60
October	128.69	142.60	131.62	3,663.39	3,746.99	3,413.46
November	77.58	88.05	106.83	2,202.56	2,341.11	2,909.68
December	58.52	71.67	65.57	1,675.91	1,955.72	1,828.90
Annual	1,674.57	1,813.98	1,827.82	45,350.42	47,052.91	46,337.25

**Table 4.** Annual Yield and Performance Values

	Year 1	Year 2	Year 3
H_i (kWh/m ²)	1,674.57	1,813.98	1,827.82
$E_{\text{Generated}}$ (kWh)	45,350.42	47,052.91	46,337.25
Array Yield (h/d)	4.23	4.38	4.32
Final Yield (h/d)	4.14	4.29	4.23
Reference Yield (h/d)	4.59	4.96	5.01
Capture Losses (h/d)	0.36	0.58	0.68
System Losses (h/d)	0.09	0.09	0.09
Performance Ratio (%)	90.27	86.46	84.50
Capacity Factor (%)	17.26	17.86	17.63

When table 4 is examined, it is seen that the total in-plane solar insolation increases every year, but the production amount decreases in year 3 compared to year 2. The same situation is observed in array yield and final yield values. When the values of capture losses and system losses are examined, it is seen that the value of capture losses increases every year, while the value of system losses remains constant. This situation can be explained by two reasons. The area where the school is located is an agricultural area. A large amount of dust is spread around during agricultural activities. The first reason may be that the dust dispersed abundantly during agricultural activities covers the surface of the modules. It has been said that dust can reduce the output power of photovoltaic modules by 21.57% (Lasfar et al., 2021). The second reason may be that there are occasional power cuts in the region. When the recorded data were examined, it was seen that the power outages were more common in year 3 compared to other years. In this case, it can be said that both factors influence the capture losses. However, the weights of both factors can be examined separately in another study.

4.4 Economic Results and Payback Period

The energy produced, the energy injected to the grid, the energy withdrawn from the grid, the energy consumed by the school were recorded on an hourly basis to make the economic analysis of the system and given in Table 5.

During the daytime (T1) tariff, PV SPP produced a total of 1,584.97-1,725.74 kWh of electricity annually. The school, which consumed 23,778.17 kWh of electrical energy in the year 1, consumed 20,056.84 kWh in the year 2, with the effect of the Covid-19 pandemic that started in April, and 14,881.41 kWh in the year 3. In the T1 tariff range, the electrical energy injected to grid and withdrawn from the grid was evaluated and

Table 5. Irradiance and Produced Energy of the SPP in Koprubasi

Year	FIT	Hi (kWh/m ²)	Generated (kWh)	Given to grid (kWh)	Taken from grid (kWh)	School Consumption (kWh)	Net Energy (kWh)
1	T1	1,584.97	42,871.45	28,005.76	8,912.48	23,778.17	19,093.28
	T2	88.88	2,475.78	1,301.60	3,539.12	4,713.30	-2,237.52
	T3	0.72	3.18	0	7,361.28	7,364.46	-7,361.28
2	T1	1,711.67	44,423.07	29,926.40	5,560.17	20,056.84	24,366.23
	T2	101.98	2,628.31	1,623.60	3,234.24	4,238.95	-1,610.64
	T3	0.33	1.52	0	7,322.19	7,323.71	-7,322.19
3	T1	1,725.74	43,723.67	31,256.94	2,414.68	14,881.41	28,842.26
	T2	101.42	2,611.61	1,785.84	2,299.84	3,125.61	-514.00
	T3	0.66	1.97	0	5,754.14	5,756.11	-5,754.14
Total		5,316.37	138,740.58	93,900.14	46,398.14	91,238.58	47,502.00

the annual net amount of energy injected to the grid was measured as 19,093.28 kWh, 24,366.23 and 28,842.26 kWh, respectively. During peak hour (T2), only in summer, there was very low electricity production due to weak radiation. Despite this low production, since the working hours are over and only cleaning, maintenance-repair activities are carried out in the school building, electricity consumption is also low. The amount of energy withdrawn from the grid during this (T2) period was measured as 2,237.52 kWh, 1610.64 kWh and 514 kWh, respectively. At night (T3), only infrastructure systems such as security, lighting and network consume energy in the school building. During this period, only a very low amount of electricity was produced on some days due to the very weak radiation falling on the module surface in the very early hours of the morning. The decrease in energy consumption in year 3, when the effect of the pandemic increased and schools were not opened almost all year, was also seen in this T3 period.

The 3-year electricity production of the PV SPP system, the electricity consumption of the school, the costs of the electricity supplied to and drawn from the grid according to the tariffs are given in the Table 6. The standard bill line in the table represents the annual total electricity bill that the school would pay if the PV system was not installed. Sales invoices lines represent the income from the electricity injected to the grid, the purchase payment line represents the money paid for the electricity drawn



Table 6. Economic Table

Years		Year 1	Year 2	Year 3	Total	Average
Generated (kWh)		45,350	47,053	46,337	138,741	46,247
School Consumption (kWh)		35,856	31,620	23,763	91,239	30,413
Standard Bill (\$)		3,416	2,987	2,233	8,636	2,879
Sales Invoices	T1 (\$)	3,725	3,980	4,157	11,862	3,954
	T2 (\$)	173	216	238	627	209
	T3 (\$)	-	-	-	-	-
	Total (\$)	3,898	4,196	4,395	12,489	4,163
Purchase Payment (\$)		1,809	1,438	906	4,153	1,384
Net Income (\$)		2,089	2,758	3,489	8,336	2,779

from the grid, and the net income line represents the annual income as a result of the purchase and sale transactions.

The bill of 8,636 dollars that had to be paid in a 3-year period was eliminated with the established PV GES. In this period, an electricity bill of \$4,153 was paid, while

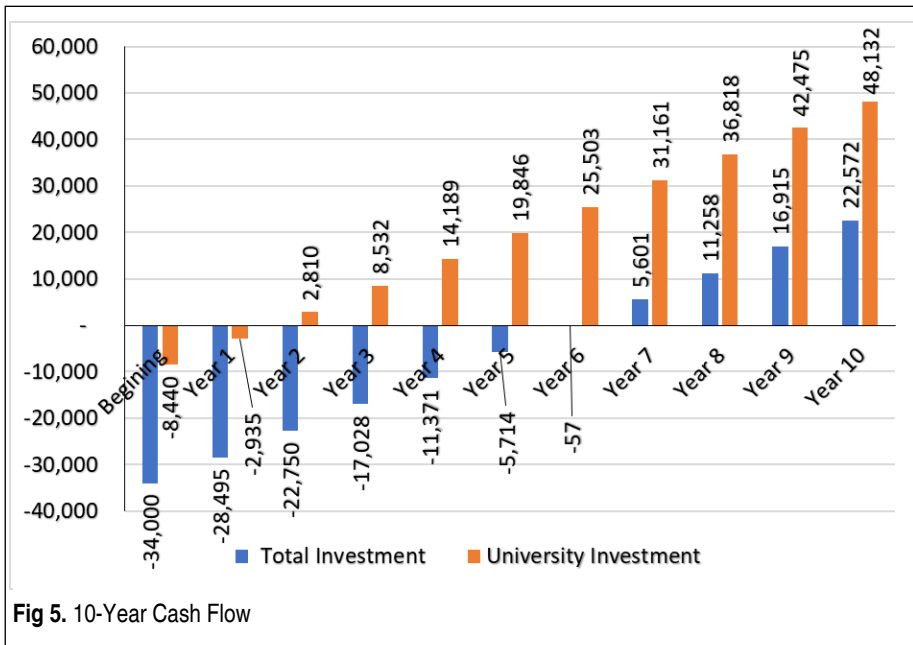


Fig 5. 10-Year Cash Flow



an income of \$12,489 was achieved from the surplus electricity injected into the grid. The annual average electricity bill that the school was saved from paying was calculated as \$2,879 and was called fixed income in the calculations. The initial investment cost of the system was \$34,000, of which \$8,440 was paid by the university, while the remaining 25,560 was paid by the Zafer development agency. The graph drawn by calculating the 10-year cash flow of the PV system is given in Fig 5.

According to these calculations, the university, which initially invested \$ 8,440, started to make a profit by recovering this investment cost in the middle of the second year. According to the calculations, it was seen that the payback period of the PV system installed at a cost of \$ 34000 is approximately 6 years.

5. CONCLUSION

In this study, the energy performance and economic income analysis of a 30 kWp rooftop PV system in Köprübaşı Vocational School in Turkey for 3 years were evaluated. The PV module's electricity output was modelled by writing the energy balance equations, and the electricity production was calculated hourly. Measured results were compared with simulation results using the IBM SPSS Statistics software, and the Pearson Correlation coefficient between them was found to be 0.993. These results showed that the measured values were in perfect harmony with the simulation results.

On the module surface of the PV SPP installed with a slope of 12 degrees, the annual total radiation between July 2018 and June 2021 was recorded as 1.674.57 kWh/m², 1.813.98 kWh/m², and 1.827.82 kWh/m², respectively. The annual total electrical energy generated under this radiation was measured as 45.350.42 kWh, 47.052.91 kWh, 46,337.25 kWh. When the annual yields and losses are analysed, especially the rapid decrease in capture losses draws attention. Although it is thought that the reason for this decrease is the pollution on the module surface or the frequent power cuts in the region, the effect of these factors should be examined in another study.

The calculated annual performance ratio values are 90.27%, 86.46% and 84.50%, respectively. The effect of capture losses on the performance ratio is also clearly seen here. According to the calculations made by Fraunhofer ISE in 1994, 1997 and 2010 to compare the performance of PV systems, it was observed that the performance ratios were around 70% in the 1990s, while in the 2000s it ranged from 80% to over 90% (Fraunhofer ISE, 2020). Thus, this PV system, which produces electrical energy with a performance ratio of over 80% in three years, has met performance expectations.

The annual capacity factor values of the system were calculated as 17.26%, 17.86% and 17.63%. In a study done in Tamil Nadu, South India in 2019, the capacity factors of systems using polycrystalline silicon (p-Si) and copper indium selenium (CIS) modules were calculated as 17.99% and 19.57%, respectively (Ramanan et al., 2019).



In a 6-month study conducted at the Universiti Kebangsaan Malaysia, the monthly average capacity factor of a 3kW PV system was 15.70% (Farhoodnea et al., 2015). Research has shown that PV systems operate under a very wide range of capacity factors, depending on the region where they are installed. In the literature, capacity factors were found to be 7.91% in Southern Algeria (Necaibia et al., 2018), 9.27% in Khatkar-Kalan, India (V. Sharma & Chandel, 2013), 15.21% in Chandigarh, India (Kumar et al., 2020), 15.6% and 14.4% in southwestern Malaysia (Humada et al., 2016), 14.84% in Tangier, Morocco (Attari et al., 2016), 21% in Sohar, Oman (Kazem et al., 2014) and 12.88% in Niš, Republic of Serbia (Milosavljević et al., 2015). Compared to those results, it can be said that Koprubasi PV SPP performs well according to its location.

If this PV system were not installed, the school would pay electricity bills of \$3,416, \$2,987 and \$2,233 each year, respectively. The decrease in the bill is due to the covid-19 pandemic that emerged in April 2019. Without the pandemic, this electricity bill would have averaged around \$3,400 per year. In this case, the average annual electricity bill is \$2,879. In this 3-year period, an electricity bill of \$4,153 was paid, while an income of \$12,489 was achieved from the surplus electricity injected into the grid. The initial investment cost of the system, which was established in 2018 with a 10-year purchase guaranteed connection agreement, was \$34,000, of which \$8,440 was covered by the university and \$25,560 by Zafer Development Agency. According to the measurements made in the 3-year period and the electricity bills, the first investment fee paid by the university was taken back in the middle of the second year. Considering the 3-year average net profit and the average electricity bill, the payback period of the total initial investment cost was calculated as approximately 6 years according to the simulation made from the fourth to the tenth year.

NOMENCLATURE

- A_m Area of module (1.63 m²)
- h_0 Heat loss coefficient from the top (W/m²K) (5.7+3.8v (Duffie & Beckman, 1991))
- h_i Heat loss coefficient from the bottom (W/m²K) (2.8 + 3.0v (Cole & Sturrock, 1977))
- I_t Incident solar intensity (W/m²)
- H_i The total radiation on an inclined surface during a period (Wh/m²).
- K Thermal conductivity (W/mK). (0.033 for tedlar, 1.1 for glass (Gaur & Tiwari, 2013))
- T Temperature (K)
- U_t Overall top loss heat transfer coefficient from solar cell to ambient (W/m² K)



- U_b Overall bottom loss heat transfer coefficient from solar cell to ambient ($W/m^2 K$)
 U_L Overall loss heat transfer coefficient from solar cell to ambient ($W/m^2 K$)
 L Length (m). (0.0005 for tedlar, 0.003 for glass)
 v Air velocity.

Subscripts

- a Ambient
 c Solar cell
 g Glass
 m Module
 T Tedlar
 d Day
 h Hour
 an Annual

Greek letters

- α Absorption factor (0.5 for tedlar, 0.9 for cell)
 β_0 Temperature coefficient of the material (0.0049 for p-Si)
 β_c Packing density
 η Efficiency
 η_0 Solar cell efficiency at STC (17.8% from module catalogue)
 τ Transmissivity (0.95 for glass)

ACKNOWLEDGEMENT

The 30kWp rooftop solar power plant mentioned in this article was installed by the Zafer Development Agency under project TR33-16-SUCEP-0028, with 75% financial support. The author would like to thank Ayrinti Teknolojileri Ltd for providing meteorological measurement instrumentation.

REFERENCES

- Adaramola, M. S. (2015). Techno-economic analysis of a 2.1 kW rooftop photovoltaic-grid-tied system based on actual performance. *Energy Conversion and Management*, 101, 85–93. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.05.038>
- Adaramola, M. S., & Vågnes, E. E. T. (2015). Preliminary assessment of a small-scale rooftop PV-grid tied in Norwegian climatic conditions. *Energy Conversion and Management*, 90 (2015), 458–465. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.11.028>



- Al-Otaibi, A., Al-Qattan, A., Fairouz, F., & Al-Mulla, A. (2015). Performance evaluation of photovoltaic systems on Kuwaiti schools' rooftop. *Energy Conversion and Management*, 95, 110–119. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.02.039>
- Ates, A. M., & Singh, H. (2021). Rooftop solar Photovoltaic (PV) plant – One year measured performance and simulations. *Journal of King Saud University - Science*, 33(3), 101361. <https://doi.org/10.1016/j.jksus.2021.101361>
- Ates, A. M., Yilmaz, O. S., & Gulgen, F. (2020). Using remote sensing to calculate floating photovoltaic technical potential of a dam's surface. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 41(July), 100799. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100799>
- Attari, K., Elyaakoubi, A., & Asselman, A. (2016). Performance analysis and investigation of a grid-connected photovoltaic installation in Morocco. *Energy Reports*, 2 (December 2015), 261–266. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2016.10.004>
- Ayompe, L. M., Duffy, A., McCormack, S. J., & Conlon, M. (2011). Measured performance of a 1.72 kW rooftop grid connected photovoltaic system in Ireland. *Energy Conversion and Management*, 52(2), 816–825. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.08.007>
- BP. (2019). *Statistical Review of World Energy*. London, UK.
- Cherfa, F., Hadj Arab, A., Oussaid, R., Abdeladim, K., Bouchakour, S., Arab, A. H., ... Bouchakour, S. (2015). Performance Analysis of the Mini-grid Connected Photovoltaic System at Algiers. *Energy Procedia*, 83, 226–236. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.177>
- Cole, R. J., & Sturrock, N. S. (1977). The convective heat exchange at the external surface of buildings. *Building and Environment*, 12 (4), 207–214. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0360-1323\(77\)90021-X](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0360-1323(77)90021-X)
- Cory, K., Couture, T., & Kreycik, C. (2009). Feed-in Tariff Policy: Design, Implementation, and RPS Policy Interactions. *United States*. <https://doi.org/10.2172/951016>
- Couture, T. D., Cory, K., Kreycik, C., & Williams, E. (2010). Policymaker's Guide to Feed-in Tariff Policy Design. *United States*. <https://doi.org/10.2172/984987>
- Couture, T., & Gagnon, Y. (2010). An analysis of feed-in tariff remuneration models: Implications for renewable energy investment. *Energy Policy*, 38(2), 955–965. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2009.10.047>
- Dabou, R., Bouchafaa, F., Arab, A. H., Bouraiou, A., Draou, M. D., Neçaibia, A., & Mostefaoui, M. (2016). Monitoring and performance analysis of grid connected photovoltaic under different climatic conditions in south Algeria. *Energy Conversion and Management*, 130, 200–206. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.058>
- Datta, U., Kalam, A., & Shi, J. (2020). The economic prospect of rooftop photovoltaic (PV) system in the commercial buildings in Bangladesh: a case study. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 22(10), 2129–2143. <https://doi.org/10.1007/s10098-020-01963-3>
- Decker, B., & Jahn, U. (1997). Performance of 170 grid connected PV plants in northern Ger-



- many - Analysis of yields and optimization potentials. *Solar Energy*, 59(4-6-6 pt 4), 127-133. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(96\)00132-6](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(96)00132-6)
- Defaix, P. R., van Sark, W. G. J. H. M., Worrell, E., & de Visser, E. (2012). Technical potential for photovoltaics on buildings in the EU-27. *Solar Energy*, 86(9), 2644-2653. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.06.007>
- Dondariya, C., Porwal, D., Awasthi, A., Shukla, A. K., Sudhakar, K., Murali, M. M., & Bhimite, A. (2018). Performance simulation of grid-connected rooftop solar PV system for small households: A case study of Ujjain, India. *Energy Reports*, 4, 546-553. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2018.08.002>
- Dubey, S., Sandhu, G. S., & Tiwari, G. N. (2009). Analytical expression for electrical efficiency of PV/T hybrid air collector. *Applied Energy*, 86(5), 697-705. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.09.003>
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes* (2nd ed.). Newyork: John Wiley & Sons Inc.
- Ebhota, W. S., & Tabakov, P. Y. (2021). Assessment of solar PV potential and performance of a household system in Durban North, Durban, South Africa. *Clean Technologies and Environmental Policy*, (0123456789). <https://doi.org/10.1007/s10098-021-02241-6>
- Eicker, U. (2014). *Solar Thermal Technologies for Buildings*. In *Solar Thermal Technologies for Buildings* (1st ed.). West Sussex, England: John Wiley & Sons Ltd. <https://doi.org/10.4324/9781315074467>
- Eke, R., & Demircan, H. (2013). Performance analysis of a multi crystalline Si photovoltaic module under Mugla climatic conditions in Turkey. *Energy Conversion and Management*, 65, 580-586. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.09.007>
- Emziane, M., & Al Ali, M. (2015). Performance assessment of rooftop PV systems in Abu Dhabi. *Energy and Buildings*, 108, 101-105. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.08.057>
- EPDK. Unlicensed Electricity Generation Regulation in the Electricity Market. Electricity Market Law § (2013). Turkey: TR Official Newspaper - 28783.
- Farhoodnea, M., Mohamed, A., Khatib, T., & Elmenreich, W. (2015). Performance evaluation and characterization of a 3-kWp grid-connected photovoltaic system based on tropical field experimental results: New results and comparative study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 42, pp. 1047-1054. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.10.090>
- Fraunhofer ISE. (2020). Photovoltaics Report. *Freiburg*, Germany.
- Gaur, A., & Tiwari, G. N. (2013). Performance of Photovoltaic Modules of Different Solar Cells. *Journal of Solar Energy*, 2013, 1-13. <https://doi.org/10.1155/2013/734581>
- Humada, A. M., Hojabri, M., Hamada, H. M., Samsuri, F. B., & Ahmed, M. N. (2016). Performance evaluation of two PV technologies (c-Si and CIS) for building integrated photovoltaic based on tropical climate condition: A case study in Malaysia. *Energy and Buildings*, 119, 233-241. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.03.052>



- IEA, Clavadetscher, L., & Nordmann, T. (2007). Cost and performance trends in grid-connected photovoltaic systems and case studies, *Report IEA-PVPS T2-06:2007*. In L. Clavadetscher & T. Nordmann (Eds.), *Report IEA-PVPS T2-06:2007*. Erlenbach, Switzerland: International Energy Agency. Retrieved from International Energy Agency website: https://iea-pvps.org/wp-content/uploads/2020/01/rep2_07.pdf
- IEC 61724. (1998). *Photovoltaic system performance monitoring - guidelines for measurement, data exchange and analysis*. Geneva, Switzerland.
- Jahn, U., & Nasse, W. (2004). Operational performance of grid-connected PV systems on buildings in Germany. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, 12, 441–448. <https://doi.org/10.1002/pip.550>
- Kazem, H. A., Khatib, T., Sopian, K., & Elmenreich, W. (2014). Performance and feasibility assessment of a 1.4 kW roof top grid-connected photovoltaic power system under desertic weather conditions. *Energy and Buildings*, 82, 123–129. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.06.048>
- Kumar, N. M., Yadav, S. K., Chopra, S. S., Bajpai, U., Gupta, R. P., Padmanaban, S., & Blaabjerg, F. (2020). Operational performance of on-grid solar photovoltaic system integrated into pre-fabricated portable cabin buildings in warm and temperate climates. *Energy for Sustainable Development*, 57, 109–118. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2020.05.008>
- Kymakis, E., Kalykakis, S., & Papazoglou, T. M. (2009). Performance analysis of a grid connected photovoltaic park on the island of Crete. *Energy Conversion and Management*, 50(3), 433–438. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.12.009>
- Lasfar, S., Haidara, F., Mayouf, C., Abdellahi, F. M., Elghorba, M., Wahid, A., & Kane, C. S. E. (2021). Study of the influence of dust deposits on photovoltaic solar panels: Case of Nouakchott. *Energy for Sustainable Development*, 63, 7–15. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2021.05.002>
- Leloux, J., Narvarte, L., & Trebosc, D. (2012). Review of the performance of residential PV systems in France. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(2), 1369–1376. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.10.018>
- Milosavljević, D. D., Pavlović, T. M., & Piršl, D. S. (2015). Performance analysis of A grid-connected solar PV plant in Niš, republic of Serbia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 44, 423–435. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.12.031>
- Mondol, J. D., Yohanis, Y., Smyth, M., & Norton, B. (2006). Long term performance analysis of a grid connected photovoltaic system in Northern Ireland. *Energy Conversion and Management*, 47, 2925–2947. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.03.026>
- Necaibia, A., Bouraiou, A., Ziane, A., Sahouane, N., Hassani, S., Mostefaoui, M., ... Mouhadjer, S. (2018). Analytical assessment of the outdoor performance and efficiency of grid-tied photovoltaic system under hot dry climate in the south of Algeria. *Energy Conversion and Management*, 171(March), 778–786. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.06.020>



- Njoku, H. O., & Omeke, O. M. (2020). Potentials and financial viability of solar photovoltaic power generation in Nigeria for greenhouse gas emissions mitigation. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 22(2), 481–492. <https://doi.org/10.1007/s10098-019-01797-8>
- Pietruszko, S. M., & Gradzki, M. (2003). Performance of a grid connected small PV system in Poland. *Applied Energy*, 74, 177–184. [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00144-7](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00144-7)
- Ramanan, P., K., K. M., & Karthick, A. (2019). Performance analysis and energy metrics of grid-connected photovoltaic systems. *Energy for Sustainable Development*, 52, 104–115. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2019.08.001>
- REN21. (2019). Global Status Report. Paris, France.
- Rughoo, D., & Ramasesha, S. K. (2020). Predicting the performance of a photovoltaic system in the island nation, Mauritius. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 22(7), 1579–1587. <https://doi.org/10.1007/s10098-020-01894-z>
- Sharma, R., & Goel, S. (2017). Performance analysis of a 11.2 kWp roof top grid-connected PV system in Eastern India. *Energy Reports*, 3, 76–84. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2017.05.001>
- Sharma, V., & Chandel, S. S. (2013). Performance analysis of a 190kWp grid interactive solar photovoltaic power plant in India. *Energy*, 55, 476–485. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.075>
- Tirmıkçı, C. A., & Yavuz, C. (2020). Environmental impact of a 290.4 kWp grid-connected photovoltaic system in Kocaeli, Turkey. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 22(9), 1943–1951. <https://doi.org/10.1007/s10098-020-01927-7>
- Wittkopf, S., Valliappan, S., Liu, L., Ang, K. S., & Cheng, S. C. J. (2012). Analytical performance monitoring of a 142.5kW p grid-connected rooftop BIPV system in Singapore. *Renewable Energy*, 47, 9–20. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.03.034>
- WNA. (2011). Comparison of Lifecycle Greenhouse Gas Emissions of Various Electricity Generation Sources. In *World Nuclear Association*. London, UK. Retrieved from http://www.world-nuclear.org/uploadedFiles/org/WNA/Publications/Working_Group_Reports/comparison_of_lifecycle.pdf
- Yadav, S. K., & Bajpai, U. (2018). Performance evaluation of a rooftop solar photovoltaic power plant in Northern India. *Energy for Sustainable Development*, 43, 130–138. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2018.01.006>
- Yamamoto, Y. (2012). Pricing electricity from residential photovoltaic systems: A comparison of feed-in tariffs, net metering, and net purchase and sale. *Solar Energy*, 86(9), 2678–2685. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.06.001>

2022 YILI DEĞERLENDİRMESİ

Geren YILMAZ ARAS

Mühendis ve Makina, toplumun, ülke sanayisinin, Odamıza üye meslek disiplinlerinin ve meslektaşlarımızın ihtiyaçlarını karşılamak üzere TMMOB Makina Mühendisleri Odası tarafından 1957’den bugüne değin yayımlanmaktadır.

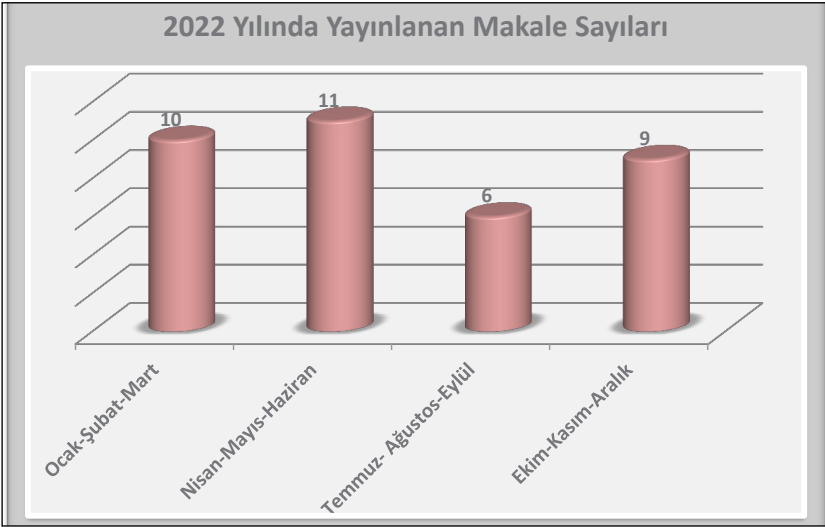
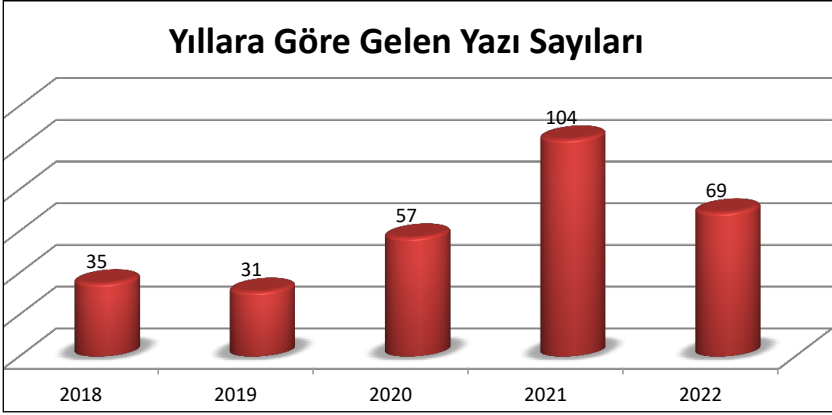
Dergimiz akademik süreli yayıncılıkta, uluslararası kalite ve standartlara uygun olarak süreçlerini düzenlemektedir. “Mühendis ve Makina” 3 aylık periyotlarda (Mart, Haziran, Eylül, Aralık) yayımlanan hakemli (Kapalı İnceleme Süreci) bir dergidir. Ayrıca, ULAKBİM–TRDizin, EBSCO, Index Copernicus, UDLedge, SIS (Scientific Indexing Services), COPAC, SCHOLAR, ACADEMIC RESOURCINDEX, WORLDCAT, EUROPUB Index, InfoBase Index veri tabanlarında düzenli olarak taranmaktadır. Bu çevrimiçi tam metin veritabanları, 120’den fazla ülkede kullanılmakta olup, bu veri tabanları sayesinde dergimizin dünya genelinde daha geniş bir kitleye ulaşması ve tanınması sağlanmaktadır. Ayrıca Ulusal ve Uluslararası diğer veri tabanlarına başvurularına devam etmektedir.

Ülkemizin konusunda önde gelen dergilerinden biri olan Mühendis ve Makina, 2017 yılı Nisan ayına kadar aylık, sonra ise en az beş makale sayısı, üç aylık periyoduyla, yeni teknolojileri, bilimsel araştırma ve inceleme konularını ve mühendisliğe ilişkin birikimleri sayfalarına taşıyarak Oda üyelerine ve ilgili kesimlere bu birikimlerini ulaştırma çabasıdır.

MAKALELER

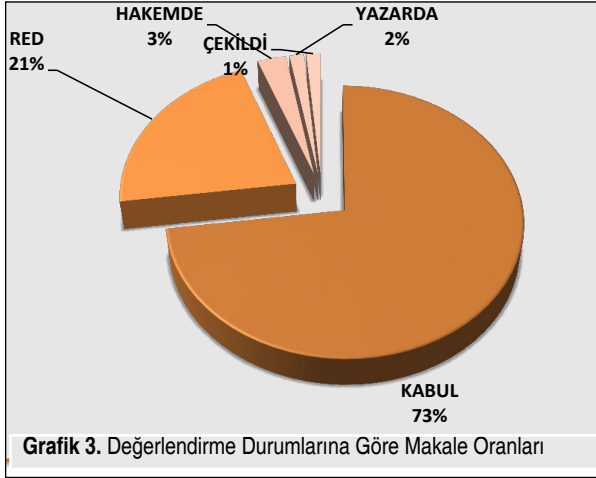
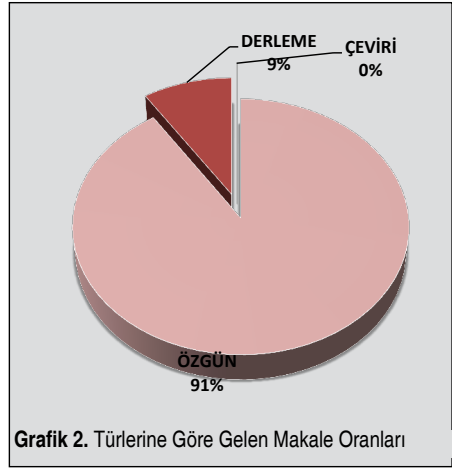
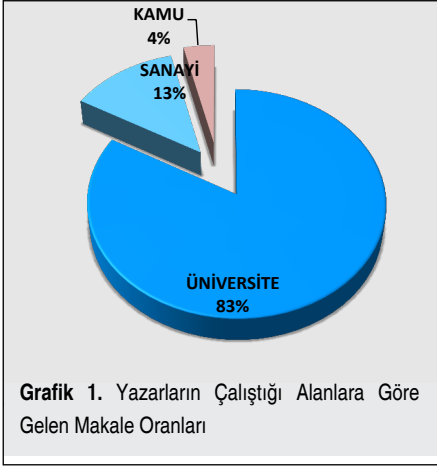
Mühendis ve Makina Dergisine 2022 yılında 69 adet makale gelmiştir. Makalelerin hakemler tarafından değerlendirilmesi sonucu ortaya çıkan kabul ve ret oranına baktığımızda, 54 tanesi kabul edilmiş ve 15 tanesi reddedilmiştir. 2022 yılında kabul edilen makalelerden 36 tanesi yayımlanmış, 18 tanesi yayımlanmaya hazır makalelerdir. Kabul edilen makalelerin yazarlarının çalıştığı kurum ve kuruluşlara bakıldığında, yüzde 83’lük payı üniversiteler, yüzde 4’lük payı kamu kurum ve kuruluşlar, yüzde 13’lük payı sanayi ve özel sektör oluşturmaktadır. 2022 yılında sanayi kuruluşları ile üniversite ortaklığında yazılan makalelerin devamlılığının sağlanması, meslek odası – üniversite – sanayi ilişkisinin güçlendirilmesi açısından oldukça önemlidir.

Dergimize gelen makaleler nitelikleri bakımından özgün, çeviri ve derleme olmak



üzere üç kategoride değerlendirilmektedir. 2022 yılında kabul edilen 54 makale- nin, 49 tanesi özgün, 5 tanesi derleme makaledir.

Dergimiz, TÜBİTAK ULAKBİM çatısı altında, Türkiye’de yayınlanan akademik hakemli dergiler için elektronik ortamda barındırma ve editoryal süreç yönetimi hizmeti sunan, ulusal akademik dergilerin standartlara uygun olarak varlık kazanmasına ve uluslararası görünürlüğünün artırılmasına destek olan Dergipark alt yapısını kullanmaktadır. Makalelerin <https://dergipark.org.tr/tr/pub/muhendis-makina> adresinde yer alan Dergipark’a kayıt yapılarak gönderilmesi, süreçlerin takibini kolaylaştırmış, yazar-editör ve editör-hakem arasında makale ve ileti gön-



derimini hızlandırarak kabul edilen makalelerin güncelliğini yitirmeden yayımlanması sağlanmıştır.

SONUÇ

Dergimiz, tercih eden üyelerimize posta ile ulaştırılırken www.mmo.org.tr/muhendismakina adresinden de ihtiyacı olan herkesin erişimine sunulmaktadır. Daha etkin bir web sayfası için çalışmalarımız sürmektedir.

Geçmişte olduğu gibi bugün de bizlere destek olan tüm kişi, kurum ve kuruluşlara, hakemlerimize, yazarlarımıza, yayın kurulumuza, yayın danışma kurulumuza ve yayın çalışanlarına özverili çalışmalarından dolayı teşekkür ederiz.

ARAŞTIRMA MAKALELERİ

Research Articles

- Sualtında Birleştirilen AH36 Gemi Sacının Mikro Yapı ve Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi 1-16
Investigation of The Microstructural and Mechanical Properties of AH36 Sheet Metal Joined By Underwater Welding
Nur Benuşe YILDIZ, Uğur GÜROL, Hakan BAYKAL, Mustafa KOÇAK
- Hidrolik Tahrikli Aks Mili Test Sisteminin Adaptif Bulanık PID ile Kontrolü 17-38
Adaptive Fuzzy PID Control Of Hydraulically Driven Axle Shaft Test System
Göktürk TAŞAĞIL, Muzaffer METİN, Timuçin BAYRAM
- Tork Konvertör Tasarımında Farklı İç Torus Geometrilerinin Hidrodinamik Performans Açısından İncelenmesi 39-61
Investigation Of Different Inner Torus Geometries in Terms of Hydrodynamic Performance For Torque Converter Design
Mehmet Can DURUKAN, Aydın TEKEREK, Şafak AKGÜNLÜ, Oğuzhan ÇİFTÇİ, Metin Kemal GÖKÇE, Alper ALTINIŞIK
- Grafen Oksit (GO)-Su Nanoakışkanlı ve Kanatçıklı Birleşik Jet Akışlı Kanallarda Isı Transferinin Araştırılması 62-90
Investigation of Heat Transfer in Combined Jet Flow Channels With Graphene Oxide (Go)-Water Nanofluid and Fin
Doğan Engin ALNAK, Koray KARABULUT
- Carreau Akışkanının Dikey Germe Silindirindeki Akış Karakteristiklerinin Yapay Zeka Yaklaşımıyla Analizi 91-113
Analysis of Flow Characteristics of Carreau Fluid in a Vertical Stretching Cylinder with Artificial Intelligence Approach
Andaç Batur ÇOLAK
- Bir Villanın Isı Pompası ile Isıtılmasının Performans ve Çevresel İncelenmesi 114-136
Performance and Environmental Investigation of Heating a Villa With a Heat Pump
Fatih YILMAZER, Arslan Çağlayan GÜREL, Özay AKDEMİR
- Atmosferik Basıncılı Plazma ve Alevle Dağlama Yüzey Aktivasyon İşlemlerinin Karşılaştırılması, Astarsız Boyanabilirliğinin İncelenmesi 137-152
Comparison of Atmospheric Pressure Plasma and Flame Etching Surface Activation Processes, Investigation of Primerless Paintability
Kadir AYAS, Adem KARACA, İsmail Hakan ÇETINKAYA, Kadir ÇAVDAR
- Yenilikçi Uyarlanabilir Bir Zarf Koruma Sisteminin Farklı Rüzgar Türbinleri Üzerindeki Etkinliğinin İncelenmesi 153-174
Investigation of the Efficacy of a New Envelope Protection System on Different Wind Turbines
Mustafa ŞAHİN, İlkay YAVRUCUK
- 3-Years Energetic and Economic Analysis of a 30kWp Rooftop PV Power Plant 175-194
30kWp Çatı Tipi PV Santralinin 3 Yıllık Enerjik ve Ekonomik Analizi
Ali Murat ATEŞ