

# GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ

GMO JOURNAL OF SHIP AND MARINE TECHNOLOGY



**TMMOB GEMİ MÜHENDİSLERİ ODASI**  
*The Turkish Chamber of Naval Architects and Marine Engineers*

GMO



# 67 YIL

## 11 ARALIK 1954

TMMOB GEMİ MÜHENDİSLERİ ODASI'NIN  
67. KURULUŞ YILDÖNÜMÜ

Ana Sponsor



UZMAR®



Altın Sponsor



Gümüş Sponsor



Destek Sponsor



Sponsor olan Tüm Kuruluşlara Teşekkürlerimizi Sunuyoruz!

#GMO67Yaşında

#67Yıl



Değerli Meslektaşlar ve Okurlar,

Kış aylarının gelmesi ile COVID-19 salgını vaka sayılarında belirgin bir artış görülmekte ancak deniz ticaretinin durmadığı ve deniz çalışanlarımızın "kilit çalışan" olarak rol aldığı, tıbbi bakıma erişim ve aşılama önceliği verilmesi gibi önemli konular 6-15 Aralık 2021 tarihlerinde düzenlenen IMO Genel Kurulunun 32. oturumunda görüşülmüş ve önemli kararlar alınmıştır.

Dergimizde detay bilgilerinizi sunacağımız üzere son birkaç ay içerisinde dergi ekibi olarak katkılarda bulunduğumuz yoğun bilimsel etkinlikler düzenlendi. GMO tarafından yüzüze ve çevrimiçi oturumlar şeklinde düzenlenen "Yeşil ve Akıllı Denizcilik Endüstrisi" temalı 2. Uluslararası Gemi ve Deniz Teknolojisi Kongresi (GMO-SHIPMAR 2021, 16-18.09.2021) bilimsel bildiriler ve yenilikçi çalışmaların yer aldığı endüstri oturumları ile salgın nedeni ile uzunca bir dönem etkinliklerin ertelendiği bir dönemde önemli bir boşluğu doldurdu.

4. Global Denizcilik Konferansı (GMC'21, 18-19.11.2021) tamamı çevrimiçi düzenlendi. "Pandeminin Denizcilik Eğitimi ve Denizyolu Taşımacılığına Etkileri" ve "Denizcilik Sektöründe Karbonsuzlaştırma" ana temaları ile yoğun katılıma evsahipliği yapmıştır. Diğer bir etkinlik Asya-Pasifik Bölgesi'ndeki gemi ve deniz yapıları araştırmacıları ile endüstriyi bir araya getiren 34th Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meetings on Marine Structures (TEAM 2020/21, 06-08.12.2021) adlı konferans çevrimiçi olarak gerçekleştirildi.

T.C. Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı'nın 6-7-8.10.2021 günlerinde İstanbul'da düzenlediği 12'inci Ulaştırma ve Haberleşme Şurası'nda, Millî Ulaşım ve Altyapı Politikası odağındaki çalışmalar ele alındı, sonuç bildirgesinde kısa ve orta vade hedefler belirlendi.

Tuzla'da 30.11-03.12.2021 günlerinde 16'ıncısı düzenlenen Expomaritt Exposhipping İstanbul Denizcilik Fuarı ve Konferansı güçlü bir katılım ile gerçekleşti.

Yılın en son etkinliği Gemi, Yat ve Hizmetleri İhracatçıları Birliği'nin 2021 yılında onuncu defa gerçekleştirdiği, yenilikçi gemi ve yat tasarımı yarışması "12 Metre Altı Tekne Tasarımı" konulu olarak düzenlendi. Sonuçları 14.12.2021 günü açıklanan yarışmada derece alan tasarımlara bu sayımızın ilk sayfalarında gururla yer verdik.

220. sayımızda ikisi derleme, on adedi araştırma türünde olan toplam oniki bilimsel makale yer almaktadır. Makalelerimiz denizaltı, gemi manevraları, optimizasyon çalışmaları, karar verme yöntemleri, modelleme ve analiz, kompozit malzemeler ile üretim, tahribatsız muayene yöntemleri, yeni nesil güç kaynakları ve yat tasarım parametrelerinin belirlenmesi gibi farklı alanlarında ilgi çekici çalışmalardır.

Bu sayımıza önceki dönemlere göre iki kat daha ilgi gösterilmesi dergimizin indeks çalışmalarına verdiği gayretin bir sonucu olduğunu ifade ederken makale yollayan tüm yazarlara, değerlendirci hakemlerimize teşekkürlerimizi sunarız.

Bilimsel makale, mesleki ve teknik konuları raporlayan yazılarınızın dergimize güç katacağını belirtiyoruz. Bir sonraki sayımız Mayıs ayı sonunda çıkarılacaktır.

Yeni yılda sağlık ve mutluluklar dileriz.

### Dear Colleagues and Readers,

Again during the winter period, there is a significant increase in the COVID-19 epidemic. However, important issues such as access to medical care and giving priority to vaccination, where maritime trade continues and our maritime workers play a role as "key workers", were discussed at the 32nd session of the IMO General Assembly held on 6-15 December 2021 and important decisions were taken.

As we will present detailed information in our journal, intensive scientific activities have been organized in the last few months to which we have contributed. Organized by GMO as face-to-face and online sessions, the 2nd International Ship and Marine Technology Congress (GMO-SHIPMAR 2021 16-18.09.2021) with the theme of "Green and Smart Maritime Industry" hosted scientific and innovative sessions including industry sessions with rich spreaded topics. The hybrid activities of GMO-SHIPMAR 2021 filled an important gap at a time when almost all events were postponed due to the pandemic.

The next activity is the 4th Global Maritime Conference (GMC'21, 18-19.11.2021), held fully online, hosted intense participation with the main themes of "Effects of Pandemic on Transportation and Maritime Education" and "Decarbonization in the Maritime Sector" organized by The Turkish Chamber of Marine Engineers. Another event was the 34th Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meetings on Marine Structures (TEAM 2020/21, 06-08.12.2021), held fully online, gathered research community and industry members of the Asia-Pacific Region mainly in the field of ship and marine structures.

The 12th Transport and Communications Council held by Republic of Turkey Ministry of Transport and Infrastructure on 6-7-8.10.2021 in Istanbul, the studies focused on the National Transport and Infrastructure Policy were discussed, and short and medium-term targets were determined in the final declaration.



### Sahibi / Publisher:

TMMOB GEMİ MÜHENDİSLERİ ODASI  
UCTEA, The Turkish Chamber of Naval  
Architects & Marine Engineers

### İmtiyaz Sahibi / Owner

Salih BOSTANCI

### Baş Editör / Editor-in-Chief

Prof. Ahmet Dursun ALKAN PhD  
Yıldız Technical University, Naval Arch. and Maritime  
Faculty, Istanbul, Turkey

### Yardımcı Editörler / Associate Editor

Asst. Prof. Onur USTA PhD  
National Defense University, Turkish Naval Academy,  
Istanbul, Turkey

Asst. Prof. Dursun Murat SEKBAN PhD  
Karadeniz Technical University, Sürmene Faculty of  
Marine Sciences, Trabzon, Turkey

Asst. Prof. Ali DOĞRUL PhD  
National Defense University, Turkish Naval Academy,  
Istanbul, Turkey

### Teknik Editörler / Technical Editors

Ress. Asst. Abdullah TÜRK  
Karadeniz Technical University, Sürmene Faculty of  
Marine Sciences, Trabzon, Turkey

Ress. Asst. S. Aykut KORKMAZ  
Dokuz Eylül University, Maritime Faculty, Izmir, Turkey

### Yayın Sekreteri / Editorial Secretary

Tuğba AKTAŞ

### Yönetim / Management

TMMOB GMO  
Postane Mahallesi, Nil Sokak No: 39  
34940 Tuzla, İstanbul, Türkiye  
T : +90 216 447 40 30 - 31 -32  
E-Mail: GMOShipMar@gmo.org.tr  
http://www.gmoshipmar.org  
https://dergipark.org.tr/tr/pub/gdt

### Yayın Türü / Publication Type / Sayı / Number

Sürekli Yayın (6 Aylık) / Periodical, 6 months  
Sayı / Number : 220

### Basıldığı Yer ve Tarih / Printed in / Date

Cenkler Matbaacılık Amb. San. Tic. Ltd. Şti.  
Halil İbrahim Karaoğluoğlu Cad.  
Civan Sok. No: 7  
Seyrantepe, 4 Levent, İstanbul, Türkiye  
T: +90 212 283 02 77 – 264 18 21  
www.cenkler.com  
E-ISSN: 2651-530X ISSN: 1300-1973  
Baskı Tarihi / Date of print : December 2021  
Baskı Sayısı / Number of prints : 500



Gemi ve Deniz Teknolojisi (GDT) Dergisi; TMMOB Gemi Mühendisleri Odası'nın 1955 yılından beri yılda en az 2 kez yayımlanan, üyelerinin meslekle ilgili bilgilerini geliştirmeyi, gemi ve deniz teknolojilerine katkıda bulunmayı, özellikle sektörün ülke çıkarları yönünde gelişmesini ve teknolojik yeniliklerin duyurulmasını amaçlayan bir dergidir. GDT, uluslararası düzeyde, hakemli, çok disiplinli, alanında özgün çalışmalara yer veren bir bilimsel dergidir.

Dergide; başta Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri/Deniz Teknolojisi Mühendisliği olmak üzere, Denizcilik, Makine, Elektrik/Elektronik, Endüstri Mühendisliği alanlarında bilimsel nitelikli araştırma makaleleri, derlemeler, teknik notlar, kitap incelemeleri, editöre mektuplar ile konferans ve toplantıların genişletilmiş raporlarına yer verilmektedir. Dergide yer alan makaleler Türkçe veya İngilizce olarak yayımlanmaktadır.

Açık erişimli yayın politikası izleyen GDT Dergisi, değişik bilimsel bakış açılarını okuyucularına sunmaktadır. Dergide yayınlanan makalelerin bilim, içerik ve dil bakımından sorumluluğu yazarlarına aittir. Basın Ahlak Esasları, ulusal ve uluslararası etik kural ve mevzuatlarına uyulur. Doğrudan veya dolaylı olarak ifade edilen görüşler kurumun resmi görüşleri olarak görülmemelidir. Dergide, makale değerlendirme sürecinde çift-kör hakemlik sistemi kullanılmaktadır.

GMO Journal of Ship and Marine Technology (GMOShipMar) is a journal that has been published annually since 1955, aiming to improve its members' knowledge about the profession of ship and marine technologies, to develop the sector especially in the interests of the country and to announce technological innovations. GMOShipMar is an international, refereed, multidisciplinary scientific journal that has been published at least 2 times a year.

In the journal; scientific research articles, reviews, technical notes, book reviews, letters to the editor, and extended reports of conferences and meetings, particularly in Naval Architecture and Marine Engineering, Maritime Technology, Machinery, Electrical / Electronics, Industrial Engineering and other related sciences. Articles in the journal are published in Turkish or English.

Following Open Access Model of Publishing, GMOShipMar presents a variety of scientific viewpoints. The authors are responsible for the scientific, contextual, and linguistic aspects of the articles published in the journal. The views expressed or implied in this publication, unless otherwise noted, should not be interpreted as official positions of the institution. In the journal, double-blind review system, which means that both the reviewer and author identities are concealed from the reviewers, and vice versa, is used throughout the review process.

Makale göndermek için lütfen aşağıdaki DergiPark sistemimizi kullanınız / Please use our online system for paper submissions

[www.dergipark.org.tr/en/pub/gdt/](http://www.dergipark.org.tr/en/pub/gdt/)

Expomaritt Exposhipping Istanbul Maritime Fair and Conference, which was held for the 16th time in Tuzla between 30.11-03.12.2021, was held with strong participation.

The last event of the year, the innovative ship and yacht design competition, held for the tenth time in 2021 by the Ship, Yacht and Services Exporters' Association, was held with the theme "Boat Design under 12 m. in length". In the first pages of this issue, we have proudly exhibited the designs that won a degree in the competition, the results of which were announced on 14.12.2021.

In our 220th issue, two review type and ten research type, a total of twelve scientific articles have been published. The articles are interesting studies in various fields such as submarine technology, ship maneuvering, optimization techniques, decision making methods, modeling and analysis, production with composite materials, non-destructive testing methods, new generation power supplies and determination of yacht design parameters.

We are looking forward your valuable submissions including scientific articles, technical and professional reports for our next issue to be published at the end of May.

We wish you a happy and prosperous New Year.

Saygılarımızla / Regards.

Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN - Baş Editör / Editor-in-Chief  
Dr. Onur USTA - Yardımcı Editör / Deputy Editor  
Dr. Dursun Murat SEKBAN - Yardımcı Editör / Deputy Editor  
Dr. Ali DOĞRUL - Yardımcı Editör / Deputy Editor  
Res.Asst. Abdullah TÜRK - Teknik Editör / Technical Editor  
Res.Asst. Aykut KORKMAZ - Teknik Editör / Technical Editor

## ALAN EDİTÖRLERİ / SECTION EDITORS

### Naval Architecture

Prof. Alberto FRANCESCUTTO - University of Trieste, Trieste, Italy  
Prof.Dr. Murat ÖZKÖK - Karadeniz Technical University, Istanbul, Turkey  
Asst.Prof.Dr. Ziya SAYDAM - Piri Reis University, Istanbul, Turkey

### Marine Hydrodynamics

Prof. Dr. Mehmet Ali BAYKAL - Gedik University, Istanbul, Turkey  
Prof. Dr. Şakir BAL - Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey  
Assoc.Prof.Dr. Yiğit Kemal DEMİREL - Strathclyde University, Glasgow, UK  
Dr. Ersegun Deniz GEDİKLİ - University of Hawaii at Manoa, Hawaii, USA

### Marine Engineering

Prof. Yasin ÜST - Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey  
Assoc.Prof.Dr. Görkem KÖKKÜLÜNK - Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey  
Asst.Prof.Dr. Levent BİLGİLİ - Bandırma 17 Eylül Üniversitesi, Balıkesir, Turkey

### Maritime Engineering

Prof.Dr. Ercan KÖSE - Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey  
Prof.Dr. Özcan ARSLAN - Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey  
Asst.Prof.Dr. Hasan ÖLMEZ - Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey

### Offshore Technology

Prof.Dr. İsmail Hakkı HELVACIOĞLU - Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey  
Assoc.Prof.Dr. Özgür Özgüç - Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey  
Dr. İsmail Başaran - ABS, London, UK

### Marine Electronics

Assoc.Prof.Dr. Fatih ERDEN - National Defence University, Istanbul, Turkey

### Maritime Economics

Prof. Dr. Oral ERDOĞAN - Piri Reis University, Istanbul, Turkey

### Energy and Environment

Prof.Dr. Bahri ŞAHİN - Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey  
Prof.Dr. Adrian BEJAN - Duke University, North Carolina, USA  
Asst.Prof.Dr. Ümit GÜNEŞ - Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey

## YAZIM VE DİL EDİTÖRÜ / LANGUAGE EDITOR

Asst.Prof.Dr. Yiğit Kemal DEMİREL - University of Strathclyde, Glasgow, UK

## EDİTÖRLER KURULU / EDITORIAL BOARD

- Prof. Dr. Karin ANDERSSON - Chalmers University, Gothenburg, Sweden
- Prof. Dr. Mehmet ATLAR - Strathclyde University, Glasgow, UK
- Prof. Dr. Serdar BEJİ - Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey
- Prof. Dr. Volker BERTRAM - DNV, Hamburg, Germany
- Prof. Dr. M.Sander ÇALIŞAL - Piri Reis University, Istanbul, Turkey
- Prof. Dr. Fahri ÇELİK - Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey
- Prof. Dr. Bettar O. EL-MOCTAR - University of Duisburg-Essen, Duisburg, Germany
- Prof. Dr. Oral ERDOĞAN - Piri Reis University, Istanbul, Turkey
- Prof. Dr. Odd M.FALTINSEN - NTNU, Trondheim, Norway
- Prof. Dr. Ömer GÖREN - Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey
- Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT - Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey
- Prof. Dr. Atilla İNCECİK - Strathclyde University, Glasgow, UK
- Prof. Dr. Rumen KISHEV - Varna Technical University, Varna, Bulgaria
- Prof. Dr. Abdi KÜKNER - Istanbul, Turkey
- Prof. Dr. Emin KORKUT - Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey
- Prof. Dr. Gökdeniz NEŞER - Dokuz Eylül University, İzmir, Turkey
- Assoc.Prof. Dr. Ömer Kemal KINACI - Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey
- Prof. Dr. Aykut ÖLÇER - World Maritime University, Malmö, Sweden
- Prof. Dr. Süleyman ÖZKAYNAK - Piri Reis University, Istanbul, Turkey
- Prof. Ing. Claudio PENSA - University of Naples "Federico II", Naples, Italy
- Prof. Dr. Philippe RIGO - University of Liege, Liege, Belgium
- Prof.Dr.Muzaffer FEYZİOĞLU, Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey
- Prof. Dr. Ahmet TAŞDEMİR - Piri Reis University, Istanbul, Turkey
- Prof. Ing.Giorgio TRINCAS - University of Trieste, Trieste, Italy
- Prof. Dr. Osman TURAN - Strathclyde University, Glasgow, UK
- Prof. Dr. Omar YAAKOB - Universiti Teknologi Malaysia, Johor, Malaysia
- Prof. Dr. Hüseyin YILMAZ - Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey
- Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT - Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey
- Assoc.Prof.Dr. Veysel ALANKAYA - Istanbul, Turkey
- Assoc.Prof.Dr. Bekir ŞENER - Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey
- Asst.Prof.Dr. Emrah ERGİNER - Dokuz Eylül University, Izmir, Turkey
- Asst.Prof.Dr. Güner ÖZMEN - Dokuz Eylül University, Izmir, Turkey
- Asst.Prof.Dr. Emre PEŞMAN - Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey
- Dr. Tahsin TEZDOĞAN - Strathclyde University, Glasgow, UK
- Dr. Serkan TÜRKMEN - Newcastle University, Newcastle, UK
- Assoc.Prof.Dr. Uğur Oral ÜNAL - Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey



## İÇİNDEKİLER / CONTENTS

- 10th National Ship and Yacht Design Competition 2021** 7  
**10. Gemi ve Yat Tasarımı Yarışması Ödül Töreni 2021**
- 2nd International Congress on Ship and Marine Technology (GMO-SHIPMAR 2021)** 17  
**2'nci Uluslararası Gemi ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi**
- 4th Global International Conference on Innovation in Marine Technology and the Future of Maritime Transportation (GMC'21)** 21
- 34th Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures Conference (TEAM 2020/21)** 23
- BB2 Joubert Denizaltı Formunun Sevk Noktasının Sayısal Olarak İncelenmesi** 25  
**Numerical Investigation of Self Propulsion of BB2 Joubert Submarine Form**  
*Alpay Acar, Yasemin Arıkan Özden*  
(Araştırma Makalesi / Research Article)
- Kayıcı Teknelerde Minimum Direnç için Optimum Trim Açılarının Savitsky Yöntemi ile Belirlenmesi** 43  
**Determination of the Optimum Trim Angle of a Planing Hull for Minimum Drag Using Savitsky Method**  
*Enes Sancak, Ferdi Çakıcı*  
(Araştırma Makalesi / Research Article)
- Çok Kriterli Karar Verme Yöntemlerinin Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliğinde Uygulamaları** 54  
**Applications of Multi-Criteria Decision-Making Methods in Naval Architecture and Marine Engineering**  
*Salim Tamer, Barış Barlas, Sefer Anıl Günbeyaz*  
(Derleme / Review)
- Tersanelerdeki Radyografi Uygulamaları ve Risk Değerlendirmesi** 69  
**Risk Assessment Analysis of Radiographic Testing in Shipyards**  
*Kağan Yüce, Barış Barlas*  
(Araştırma Makalesi / Research Article)
- Bir Koster için Yardımcı Güç Kaynağı Olarak Katı Oksit Yakıt Pilinin Termodinamik, Ekonomik ve Çevresel Analizi** 86  
**Thermodynamic, Economic and Environmental Analysis of a Solid Oxide Fuel Cell as Auxiliary Power Source for a Coaster**  
*Engin Güler, Selma Ergin, Barış Barlas*  
(Araştırma Makalesi / Research Article)

- Su Altı Patlama Yüküne Maruz Sandviç Kompozit Panellerin Nümerik Analizi** 108  
**Numerical Analysis of Composite Sandwich Panels Subjected to Underwater Blast Load**  
*Mehmet Mert Serveren, Mustafa Taşkın, Özgür Demir*  
(Araştırma Makalesi / Research Article)
- Deneme Seyri Planlamasında PERT Uygulaması** 122  
**PERT Application for Sea Trial Planning**  
*Mustafa Kafalı, Yusuf Genç*  
(Araştırma Makalesi / Research Article)
- Su Altı Araçlarının Manevra Karakteristiklerinin Değerlendirilmesi-II: Akışkan Sınırlarının Etkileri** 135  
**Assessment of the Maneuvering Characteristics of Underwater Vehicles-II: Effects of Fluid Boundaries**  
*Oğuzhan Kırıkbaş, Ömer Kemal Kınacı, Şakir Bal*  
(Derleme / Review)
- Farklı Yat Tiplerinin Ön Tasarım Aşamasında Makine Dairesi Parametrelerinin Belirlenmesi** 175  
**Determination of Engine Room Parameters in Preliminary Design Process of Different Yacht Types**  
*Bülent İbrahim TURAN*  
(Araştırma Makalesi / Research Article)
- Kayıcı Teknelerde İleri Hızın Yan Ötelenme Kuvveti ve Savrulma Momentine Olan Etkisi** 192  
**The Effect of Forward Speed on Sway Force and Yaw Moment for Planing Hulls**  
*Emre Kahramanoğlu*  
(Araştırma Makalesi / Research Article)
- Başlıca Ticari Gemi Tiplerinin Ortalama Filo Hızlarının Modellenmesi ve Analizi** 209  
**Modeling and Analyzing the Average Fleet Speed of Major Commercial Ship Types**  
*Abdullah Açıık*  
(Araştırma Makalesi / Research Article)
- Hidrofoil Yüzeyindeki Silindirik Eklentilerin Kavite Oluşumuna Etkilerinin İncelenmesi** 227  
**Investigating The Effects Of Cylindrical Appandages On Hydrofoil Surface To Formation Of Cavitation**  
*Metin Kemal Gökçe, Şafak Akgünlü, Aydın Tekerek, Mehmet Can Durukan, Alper Altınışik*  
(Araştırma Makalesi / Research Article)
- Düzeltilme Yazısı** 245  
**Erratum**



10th NATIONAL SHIP AND YACHT DESIGN COMPETITION 2021

10. GEMİ VE YAT TASARIMI YARIŞMASI ÖDÜL TÖRENİ 2021

14.12.2021

The "10th National Ship and Yacht Design Competition", which has become a tradition and organized every year by the Ship Yacht Services Exporters' Association (GYHİB), has been concluded. In the award ceremony of the competition, where the theme was determined as "12 Meter Boat Design", university designers received their awards.

The award ceremony of the competition was attended by the Turkish Republic Deputy Minister of Commerce Rıza Tuna Turagay, TİM Deputy Chairman Başaran Bayrak, GYHİB President Cem Seven, Assembly President of Turkish Chamber of Shipping Salih Zeki Çakır, academics, heads of maritime non-governmental organizations, and sector representatives attended.

In his opening speech, GYHİB President Cem Seven stated that their goal with the competition is to instill a culture of innovation and design in young people, and said, "Our competition has been at the forefront of the events in which our industry has acted as a whole with the public, industry and academia for 10 years."

Evaluating Turkey's ship and yacht exports in 2021, Seven said, "Our export amount, which has reached 1 billion 462 million dollars as of today, will be the subject of another record by exceeding the 1 billion 500 million dollars limit with the deliveries to be made in the remaining days of the year."

In his speech, Cem Seven also introduced the "Art On Water" project carried out by the Ship Yacht and Services Exporters' Association.

As a result of the evaluation of the competition jury, the students of Karadeniz Technical University and Maltepe University Kumru Bereket and Halil Karaca won the first prize with their project named "Hirundo"; Yıldız Technical University students Rahmi Murat Dural, Ahmet İzzet Kurtuluş and Tufan Koftar were deemed worthy of the second place with their project named "Polaris V39". Yıldız Technical University students Hilal Ak and Sarp Gürenli received the third prize with their project called "Festina Lente".

At the end of the ceremony where the writer and poet Sunay Akin took the stage and talked about the history and success stories of Turkish maritime, it was announced that the subject of the next competition was the "New Generation 'Koster' Ship".

Gemi Yat ve Hizmetleri İhracatçıları Birliği'nin her yıl organize ettiği ve artık gelenekselleşen "10'uncu Ulusal Gemi ve Yat Tasarım Yarışması" sonuçlandı. "12 Metre Altı Tekne Tasarımı" olarak temanın belirlendiği yarışmanın ödül töreninde, üniversiteli tasarımcılar ödülleri kavuştu.

Yarışmanın ödül törenine Türkiye Cumhuriyeti Ticaret Bakan Yardımcısı Sayın Rıza Tuna Turagay, TİM Başkan Vekili Sayın Başaran Bayrak, GYHİB Başkanı Sayın Cem Seven, DTO Meclis Başkanı Sayın Salih Zeki Çakır, denizcilik sivil toplum kuruluşlarının başkanları ile akademisyenler ve sektör temsilcileri katıldı.

Açılış konuşmasında GYHİB Başkanı Cem Seven, yarışma ile hedeflerinin, gençlere inovasyon ve tasarım kültürünü aşılama olduğunu belirterek, "Yarışmamız, 10 yıldır, sektörümüzün kamu, sanayi ve akademi ile bir bütün olarak hareket ettiği etkinliklerin başında gelmekte" dedi.

Seven, 2021 yılında Türkiye'nin gemi ve yat ihracatını değerlendirerek, "Bugün itibarıyla 1 milyar 462 milyon dolara ulaşan ihracat tutarımız, yılın kalan günlerinde yapılacak teslimler ile birlikte 1 milyar 500 milyon dolarlık sınırı da aşarak, yeni bir rekora daha konu olacaktır" dedi.

Cem Seven konuşmasında Gemi Yat ve Hizmetleri İhracatçıları Birliği tarafından gerçekleştirilen "Art On Water" projesinin de tanıtımını yaptı.

Yarışma jürisinin değerlendirmesi sonucu birinciliğe "Hirundo" isimli projesi ile Karadeniz Teknik Üniversitesi ile Maltepe Üniversitesi öğrencileri Kumru Bereket ve Halil Karaca; ikinciliğe "Polaris V39" isimli projesi ile Yıldız Teknik Üniversitesi öğrencileri Rahmi Murat Dural, Ahmet İzzet Kurtuluş ve Tufan Koftar layık görüldü. Üçüncülük ödülünü ise "Festina Lente" isimli projesi ile Yıldız Teknik Üniversitesi öğrencileri Hilal Ak ve Sarp Gürenli aldı.

Yazar, Şair Sunay Akın'ın sahne alarak, Türk denizciliğinde tarihe geçmiş kahramanlar ve başarı hikayelerini anlattığı törenin sonunda, bir sonraki yarışmanın konusunun "Yeni Nesil Koster Gemisi" olduğu açıklandı. Kaynak/Source: GYHİB (23.12.2021) - <http://gyhib.org/tr/10-ulusal-gemi-ve-yat-tasarimi-yarismasai-odul-toreni-tc-ticaret-bakan-yardi>



Rıza Tuna Turagay - Deputy Minister of Commerce



Cem Seven - President/Başkan GYİB





Rıza Tuna Turagay, Halil Karaca and Kumru Bereket - first prize winners and Cem Seven



Salih Zeki Çakır, Rahmi Murat Dural, Ahmet İzzet Kurtuluş, Tufan Koftar - second prize winners and Cem Seven



Başaran Bayrak, Hilal Ak and Sarp Gürenli - third prize winners and Cem Seven



Jury members/Yarışma Jürisi: (left/sol) Tanju Kalaycıoğlu, Salih Bostancı, Cem Melikoğlu, Necdet Salgür, Ercan Köse, Ahmet Dursun Alkan, Cem Seven, İsmail Hakkı Helvacıoğlu, Mehmet Aziz Göksel, Mustafa İnşel, Ercüment Kafalı, Haluk Suintay



## 1st Winner Design / 1'ncilik Ödülü Alan Tasarım

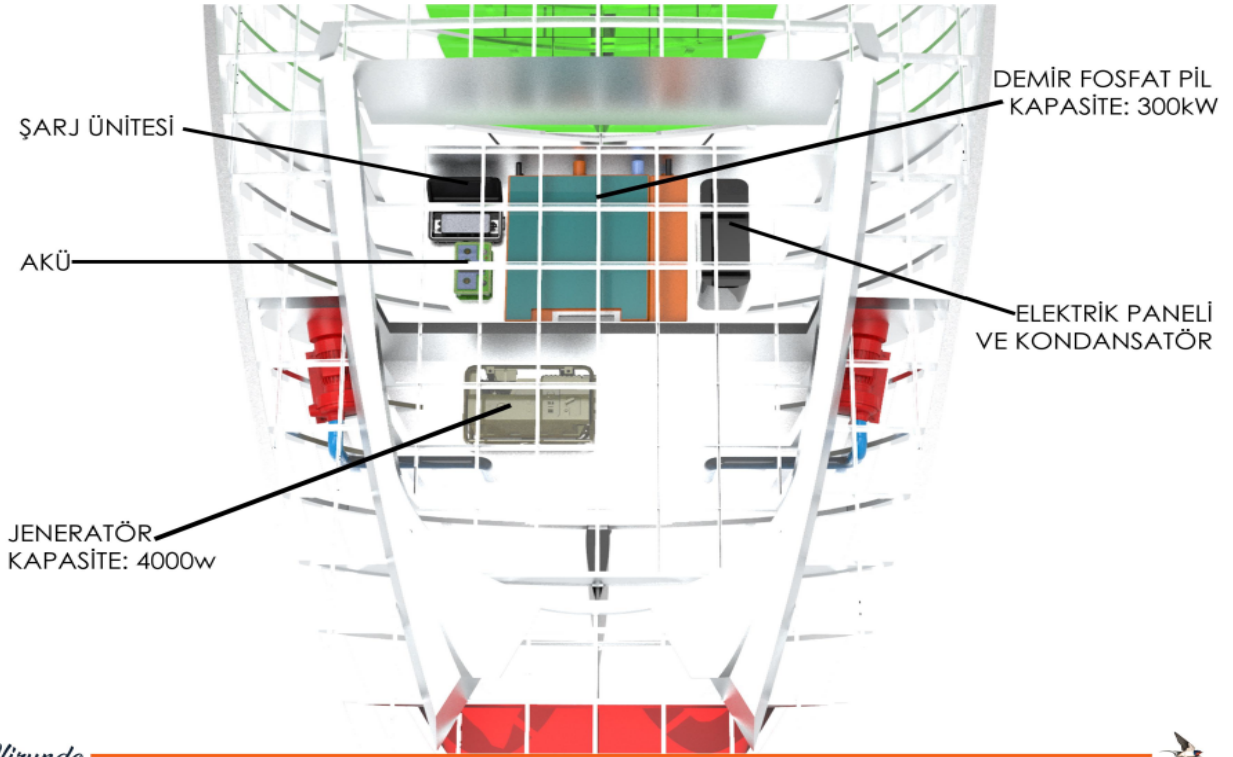
Design name: **HIRUNDO** Designer students: Halil Karaca\*, Kumru Berket \*\*

\* Karadeniz Technical University, Sürmene Faculty of Marine Science, Department of Naval Architecture and Marine Engineering

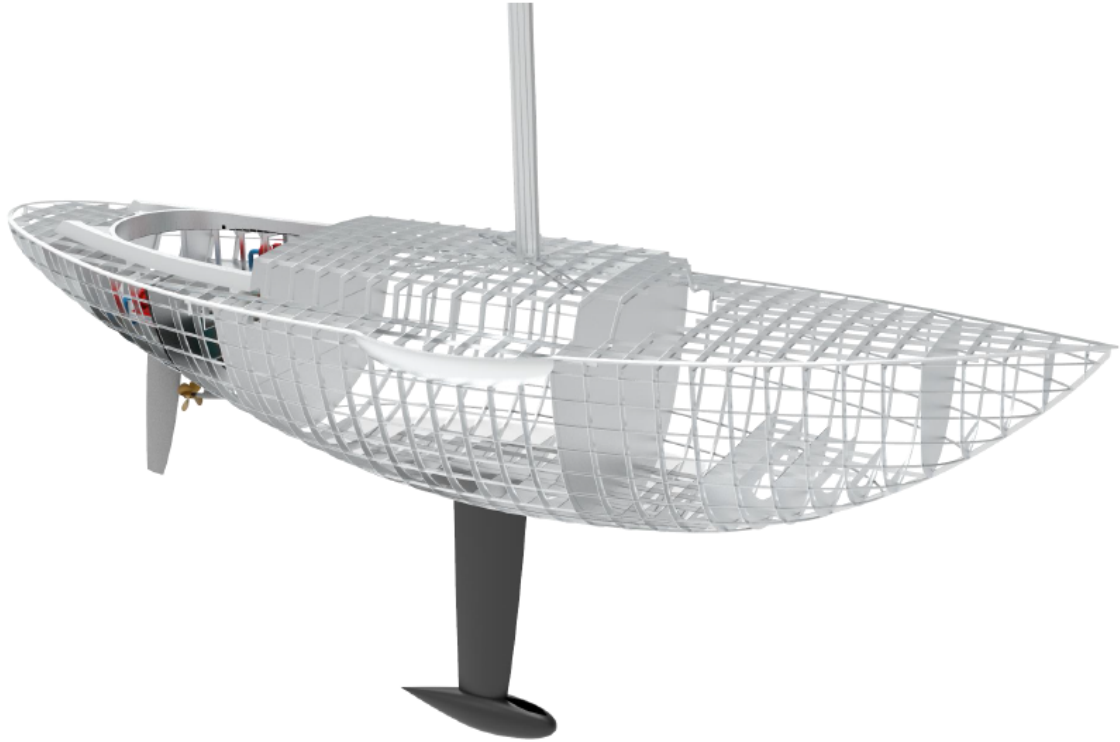
\*\* Maltepe University, Faculty of Architecture and Design, Department of Nautical Design / Gemi ve Yat Tasarımı Bölümü







Şarj ünitesi/Charging unit, Akü/Battery, Demir Fosfat Pil Kapasitesi/ LiFePo4 Battery Capacity 300 kW , Jeneratör Kapasite/Generator power 4 kW, Elektrik Paneli ve Kondansatör/Electiricty Panel and Capacitor





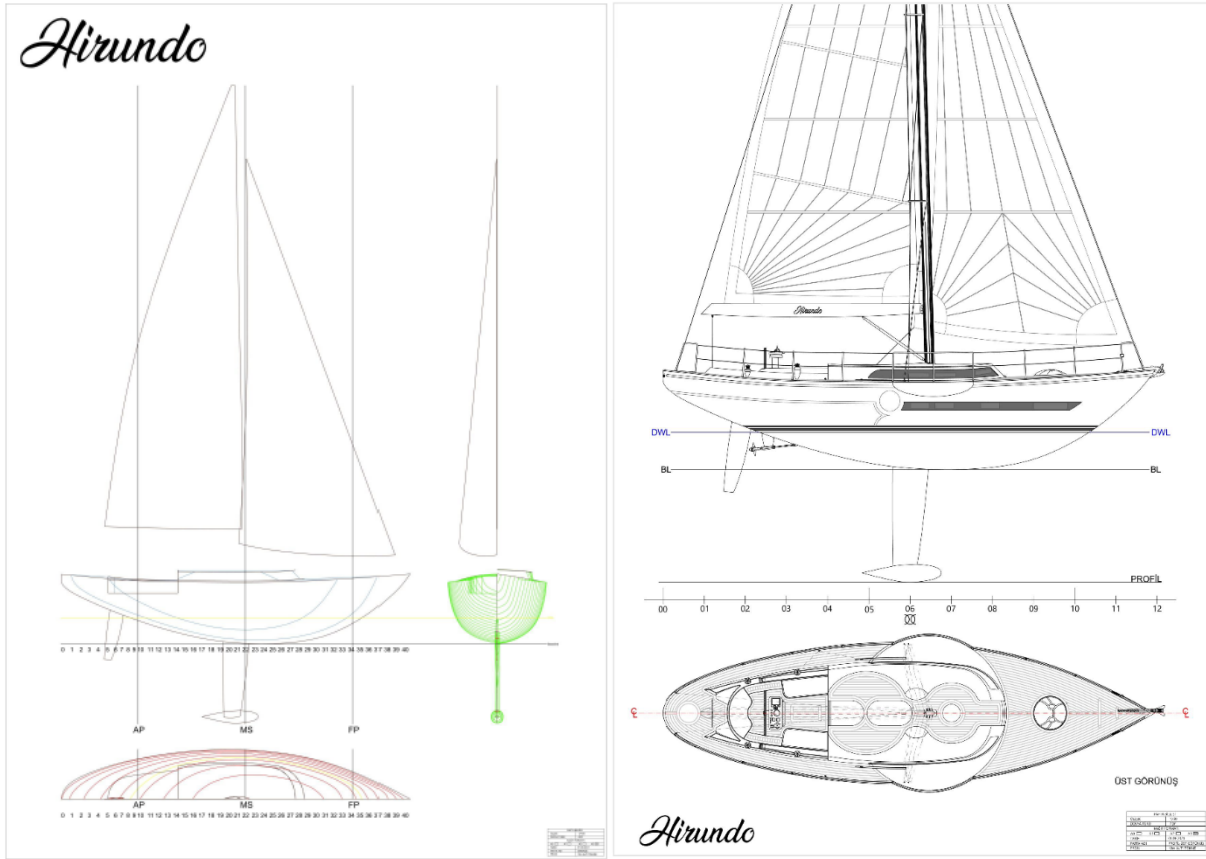
*Hirundo*



*Hirundo*







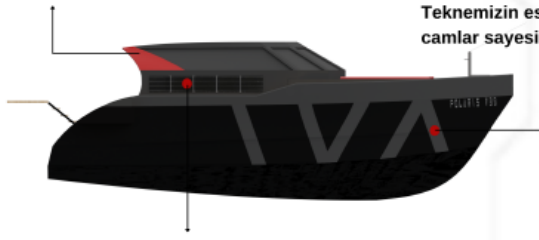
## 2nd Winner Design / 2'ncilik Ödülü Alan Tasarım

Design name: **POLARIS V39** Designer students: Rahmi Murat Dural, Ahmet İzzet Kurtuluş, Tufan Koftar  
Yıldız Technical University, Naval Architecture and Maritime Faculty, Department of Naval Architecture and Marine Engineering



**Polaris V39, deniz canlıları aleminin en önemli avcıları olan büyük beyaz köpekbalıklarından ilham aldı.**

**/ The Polaris V39 was inspired by great white sharks, the marine world's most important predators.**



**Teknemizin estetikliğine ve müşteri isteklerine uygun camlar sayesinde iç mekan ferahlığı ön planda tutuldu.**

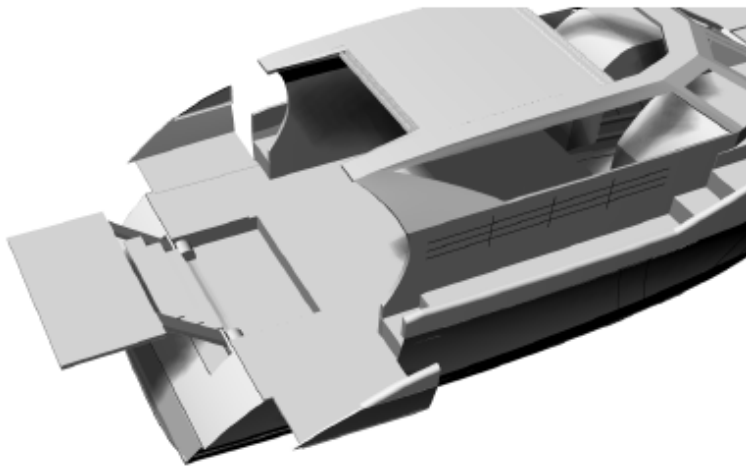
**/ Thanks to the glasses suitable for the aesthetics of our boat and the customer's requirements, the comfort in the interior space was prioritized.**

**Günün her saati güneş enerjisinden maksimum fayda elde etmek için tekne üstünde bulunan güneş panellerine ek olarak borda hizalarına da güneş panelleri eklendi.**

**/ To gain maximum benefit from solar energy at all hours of the day, solar panels were added to the sidelines in addition to the solar panels on the topside of the boat.**



**Amacımız, çift çeneli yapısıyla sert deniz koşullarında da teknemizin gücünü ve çevikliğini korumasını sağlamak ve müşterilerimize güven vermektir. / Our aim was to ensure that our boat maintains its strength and agility even in rough sea conditions with its double-chine structure and to give confidence to our customers.**



Polaris V39'un Beta Platform

Polaris V39'un ana malzemesi olarak, ağır metal malzemeler yerine kanıtlanmış dayanıklılık ve üstün yapısal özelliklerin yanı sıra, çevre dostu ve uzmanlar tarafından denizcilik sektörünün geleceği olarak gösterilen keten-fiber malzeme kullanıldı.

As the main material of Polaris V39, instead of using heavy metal materials, not only proven durability and superior structural properties but also an environmentally friendly flax-fiber material, which is shown by experts as the future of the marine industry, were used.

## 3rd Winner Design / 3'üncülük Ödülü Alan Tasarım

Design name: **FESTINA LENTE** Designer students: Hilal Ak, Sarp Gürenli

Yıldız Technical University, Naval Architecture and Maritime Faculty, Department of Naval Architecture and Marine Engineering



**FESTINA LENTE** FSL00115

Ana Boyutlar & Kapasite

Yolcu: 5+1  
Tipi: Motor Yat  
FW Tank Kapasitesi: 200L  
BW Tank Kapasitesi: 100L  
Yakıt T. Kapasitesi: 800L  
Diğer Tanklar: 59L

Hız İsterleri

Seyir Hızı: 25 kn  
Azami Hızı: 28 kn

Klas

Türk Loydu

Batarya & Tahrik Sistemi

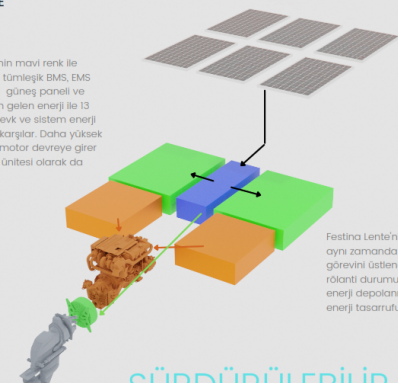
Batarya: 200kWh Batarya  
Elektrik Motoru: 100 kW  
Dizel Motor: 146 kW  
Pervane: Gürmarın Pervane  
Tahrik Tipi: Şaft Üstü Seri Hibrit

Ekipmanlar

Gyro Pusula  
GPS Navigasyon  
Manyetik Pusula  
Otopilot  
S-band ve X-band Radar  
ECDIS  
EPFB  
NAVTEX  
VHF Telsiz  
NERO Yangın Bastırma Cihazı  
Gyro Stabilizer (Opsiyonel)

**FESTINA LENTE** FSL00115

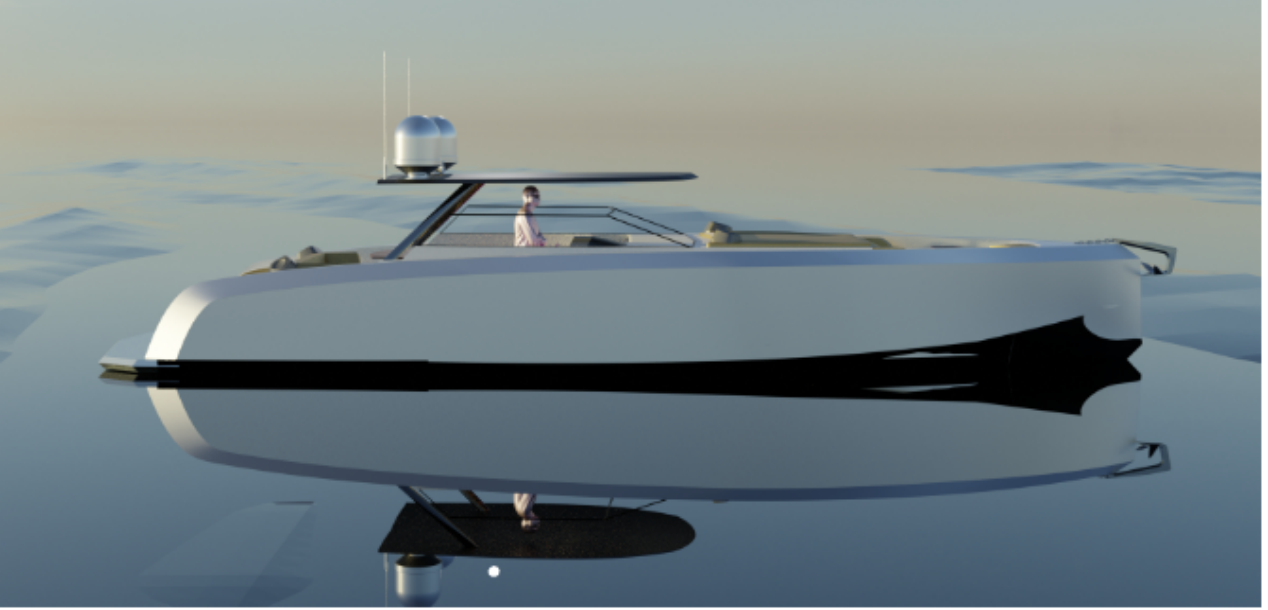
Festina Lente'nin mavi renk ile temsil edilmiş tümleşik BMS, EMS ve Şarj ünitesi güneş paneli ve bataryalardan gelen enerji ile 13 knota kadar sevk ve sistem enerji gereksinimini karşılar. Daha yüksek hızlarda dizel motor devreye girer ve yedek güç ünitesi olarak da kullanılabilir.



Festina Lente'nin elektrik motoru aynı zamanda güç geri kazanım görevini üstlenerek gaz kesme ve rölanti durumunda bataryalarda enerji depolanmasını sağlayarak enerji tasarrufu sağlar.

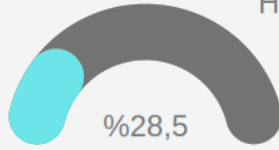
• Detaylar proje dosyasında

**SÜRDÜRÜLEBİLİR ENERJİ**

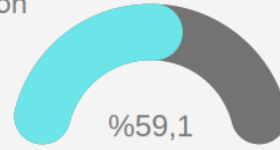


### FESTINALENTE

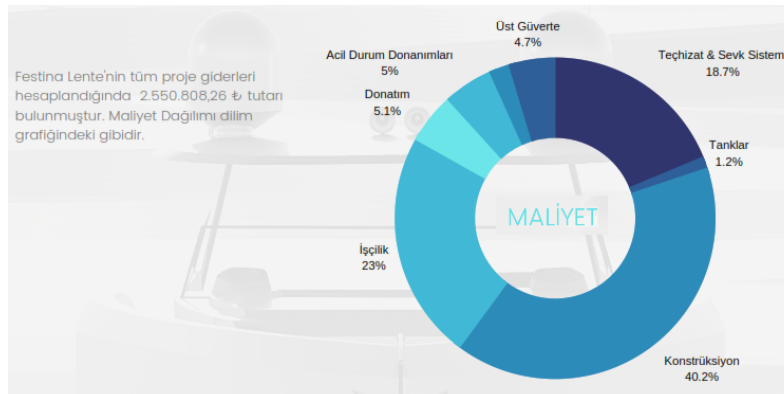
#### Hibrit Sevk Sistemi Hybrid Propulsion



Enerji Tasarrufu  
Energy Efficiency



DAHA AZ CO<sub>2</sub> SALIMI  
LESS CO<sub>2</sub> FOOTPRINT





## GMO-SHIPMAR 2021



### 2nd International Congress on Ship and Marine Technology / 2'nci Uluslararası Gemi ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi (GMO-SHIPMAR 2021) was held on 16-17-18.09.2021 hosted by Yıldız Technical University, Beşiktaş, İstanbul

GMO-SHIPMAR 2021 kongresi 16-17-18 Eylül 2021 tarihlerinde, “Yeşil ve Akıllı Denizcilik Endüstrisi / Green and Intelligent Maritime Industry” teması ve “Denizin Geleceği: Tasarım - Yenilik - Gelişim / Inspire, Innovate & Develop for the Benefit of Sea” mesajı ile açılış töreni ve bazı oturumları Yıldız Teknik Üniversitesi evsahipliğinde ve aynı zamanda tüm oturumları çevrimiçi bağlantıda ve GMO YouTube kanalında üç gün boyunca kesintisiz canlı yayın ile düzenlendi. Kongre düzenleme kurulunda ülkemizde ve yurtdışında görev yapan akademisyenlerden oluşan GMO Yayın Komisyonu üyeleri yer aldı. Kurulda; **Bandırma Onyedli Eylül Üniversitesi**, Bursa Teknik Üniversitesi, **Dokuz Eylül Üniversitesi**, İstanbul Teknik Üniversitesi, **Karadeniz Teknik Üniversitesi**, Ortadoğu Teknik Üniversitesi, **PİRİ Reis Üniversitesi**, Millî Savunma Üniversitesi Deniz Harp Okulu, **Yıldız Teknik Üniversitesi**, University of Lisbon, **University of Newcastle** ve University of Strathclyde adlı üniversiteleri temsil eden öğretim üyeleri yer aldılar.

Kongrede; gemi inşaatı ve gemi makineleri, deniz teknolojisi ve tüm yönleri ile denizcilik endüstrisi çalışma alanları kapsamlı olarak ele alındı. “**Alternatif Yakıtlar**”, “**Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği**”, “**Dizayn**”, “**Enerji Verimliliği**”, “**Yeşil ve Akıllı Denizcilik**”, “**Makine ve Malzeme Teknolojileri**”, “**Gemi Direnci**”, “**Risk Analizi**”, “**Gemi İşletmeciliği**”, “**Tersane Üretim**”, “**Sualtı teknolojileri**”, “**Titreşim ve Gürültü**” başlıklı bildiri oturumlarında **59 adet bildiri** sunuldu. Bildiriler Kongre etkinlikleri dahilinde bildiri sunum oturumları yanında üniversiteler, kamu kuruluşları, denizcilik endüstrisi ve uzman kişilerin yer aldığı özel oturumlar düzenlendi.

Kongre etkinlikleri dahilinde bildiri sunum oturumları yanında **üniversiteler, kamu kuruluşları, denizcilik endüstrisi ve uzman kişilerin yer aldığı özel oturumlar** düzenlendi.

Tüm faaliyetlerin canlı olarak yayınlandığı GMO-SHIPMAR 2021 kongremizde, **Açılış Töreni** ve “**Davetli Bildiri Oturumu**”, “**Türkiye’de Yenilikçi Gemi İnşaatı**”,

GMO-SHIPMAR 2021 congress will be held on 16-17-18 September 2021 with the theme of “**Green and Intelligent Maritime Industry**” and the motto of “*Inspire, Innovate & Develop for the Benefit of Sea*” The opening ceremony and some of its sessions were hosted by Yıldız Technical University, as well as all sessions were continuously held live broadcasts on the GMO-SHIPMAR 2021 YouTube channel for three days. The organizing committee was represented by members of the GMO Publication Commission who work in the following institutions: Bandırma Onyedli Eylül University (TR), Bursa Technical University (TR), Dokuz Eylül University (TR), Istanbul Technical University (TR), Karadeniz Technical University (TR), Middle East Technical University (TR), Piri Reis University (TR), National Defense University Naval Academy (TR), Yıldız Technical University (TR), University of Lisbon (PT), University of Newcastle (UK) and University of Strathclyde (UK).

In the congress; marine technology and all aspects of the maritime industry were covered extensively. In the congress 59 papers were presented during the sessions titled “**Alternative Fuels**”, “**Computational Fluid Dynamics**”, “**Design**”, “**Energy Efficiency**”, “**Green and Smart Maritime**”, “**Machinery and Material Technologies**”, “**Ship Resistance**”, “**Risk Analysis**”, “**Ship Management**”, “**Shipyard Production**”, “**Underwater Technologies**”, “**Vibration and Noise**”.

Within the scope of the congress activities, special sessions were held with the participation of universities, public institutions, the maritime industry and experts as follows:

#### **Special Session A: Innovative Shipbuilding in Turkey**

*Moderated by the Organizing Committee members*

- **Mehtap Karahallı Özdemir, Turkish Shipbuilding Overview, Turkish Shipbuilders’ Association (GISBIR) Istanbul, Turkey**
- **Burak Mursaloğlu, Innovative New Ship Building, Cemre Shipyard, Yalova, Turkey**
- **Stephen Carter, The introduction of the RESURGAM Project : Robotic survey, repair and agile manufacturing - Friction Stir Welding technology for the shipbuilding industry, The Welding Institute (TWI), UK**

“Yenilikçi Yönleri ile İleri Deneysel Araştırma Teknikleri”, “Ar-Ge ve Yenilik için Destekler”, “Trabzon'un Denizcilik Endüstrisindeki Potansiyel ve Yetkinlikleri”, “Yeşil ve Akıllı Denizcilik için Tasarla-Üret-İşlet” başlıklı yüz yüze ve çevrimiçi oturumlar düzenlendi.

Kongre Başkanı Prof. Dr. Ahmet Dursun Alkan davetlilere ve canlı bağlantıda izleyen tüm katılımcılara hitab ederek sözlerine başladı. Kongre düzenleme kurulu ile birlikte hazırladıkları önemli tespitlere yer veren Prof. Alkan açılış konuşmasında; **yeşil ve akıllı denizcilik teknolojilerinin dünya gündemindeki yeri, iklim krizine karşı dünya genelindeki stratejiler, emisyon ve çevreci kuralların gelişimi, IMO ve Avrupa Birliği'nin iklim değişikliği ve küresel ısınmayı azaltacak zararlı emisyonları kontrol altına alacak iddialı stratejiler belirlemeye çalıştıkları, AB'nin Ulaştırma (Transport 2050) yol haritasında 2030'a kadar, 300 km'yi aşan karayolu taşımacılığının %30'u, 2050'ye kadar ise %50'den fazlasını demiryolu veya su yoluyla taşıma gibi çevreci taşıma türlerine kaydırılacağı, rekabetçi bir ulaşım sistemi stratejisi ile 2050 yılına kadar taşımacılıkta karbon emisyonlarının %60 düzeyinde azaltmak için iddialı hedefler belirlediğini, IMO'nun 2030 yılına kadar tüm gemilerin karbon yoğunluğunu en az %40 oranında azaltmayı amaçlayan kısa vadeli kilit önlemleri benimsediğini, yenilenebilir ve temiz elektrik enerjisi üretimi, denizlerde üretilen rüzgar enerjisi, hidrojenin hammadde, enerji taşıyıcı ve yakıt olarak kullanılma talepleri, mevcut gemiler için enerji verimliliği dizayn indeksi, deniz teçhizat endüstrisinin gelişme gereği ve ülke ekonomisine katkıları, denizcilik endüstrisi alanında eğitim-öğretimde işbirliğinin önemi, deniz batıklarının çevreci yaklaşımlar yolu ile çıkarılması, siber tehlikeye karşı duyarlılık, insansız deniz ulaştırması ve ekonomiye katkıları, IMO'nun Denizcilikte Kadın programı (Women in Maritime-IMO's Gender Program) hakkında denizcilik dünyasına ve karar vericilere doğrudan mesajlar verdi. Link:**

<https://youtu.be/4spON2d5yul?t=646>

Gemi Mühendisleri Odası Yönetim Kurulu Başkanı Salih Bostancı konuşmasında, Gemi Mühendisleri Odası ve faaliyetleri hakkında bilgiler verdi, bilimsel ve teknik makalelerin yayınlandığı Gemi ve Deniz Teknolojisi dergi faaliyeti, 1968 yılından bu yana 10 adet düzenlenen Teknik Kongre'nin 2016 yılından bu yana uluslararası bir kongre olarak düzenlendiğini, IMO balast suyu ve emisyon kuralları, salgın döneminde denizcilik sektörü olmadan dünyanın yaşamını sürdüremeyeceği, dijitalleşmenin hızlanmış olduğu, kongrelerin gündemdeki bu konulara katkılar sağlayacağından, dünya insanları olarak sorumluluğumuzun teknolojik ürünler üretmek olsa da artık çevreye duyarlı olarak kurallara uygun üretim yapmamız gerektiği hususlarını vurguladı. Link: <https://youtu.be/4spON2d5yul?t=1700>

### **Special Session B: Advances in Experimental Research towards Innovation**

• **Location: YTU Hydrodynamic Research Laboratory, Davutpasa Speakers:**

**Claudio PENZA / Fabio DE LUCA** - Professors of Architettura Navale, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Napoli Federico II, Naples, Italy

**Emre UZUNOĞLU** - PhD, CENTEC, Instituto Superior Técnico, Univ. de Lisboa, Lisbon, Portugal

**Felipe VITTORI** - Offshore Wind Engineer, Centro Nacional de Energías Renovables (CENER) Sarriguren, Spain

**Mehmet ATLAR / Saishuai DAI / Yigit Kemal DEMIREL** - Professors at the Dept. of Naval Architecture, Marine and Ocean Engineering (NAOME), The University of Strathclyde, Glasgow, UK

**Levent KAYDIHAN** - PhD, Hydro-Structural Specialist at MARIN (Maritime Research Institute Netherlands), The Netherlands

Hosted by YTU Professors/Researchers - Naval Architecture and Maritime Faculty, and Faculty of Civil Engineering of Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey

### **Special Session C: Supports to RTD and Innovation**

• **Yılmaz Burak KAYA**, The Scientific and Technological Research Council of Turkey, Technology and Innovation Grant Programs Directorate (TÜBİTAK-TEYDEB), Ankara

• **Cem HÜROĞLU**, Board Member, Turkish Ship, Yacht & Marine Services Exporters Association, Istanbul

• **Prof.Dr.Ahmet Dursun ALKAN**, Naval Architecture and Maritime Faculty, Yıldız Technical University, Istanbul

### **Special Session D: Capabilities and Advances of Trabzon province for Maritime Industries**

Moderated by **Dr. Hasan Ölmez**, Karadeniz Technical University, Sürmene Faculty of Marine Sciences, Dept. of Marine Engineering Operations, Trabzon

• **Mr. Kenan ŞENGÜN**, Şengün Ship Industry - Cooperative Association of Steel&Wooden Ship&Boat and Yacht manufacturers, Trabzon (in Turkish and English) Title: **The Historical Development, Current Capabilities and Targets of Trabzon Shipbuilding Industry**

• **Eng. Serkan GÜRLER**, AKANA Marine Technologies, Trabzon. Title: **Safety at Sea - Let's do it for life in Trabzon**

### **Special Session E: Design-Implement-Operate for Green and Intelligent Maritime**

Hosted by the members of the Organizing Committee

**Eng. Oğuzhan Pehlivanlı**, Title: **Turkey's First Armed Unmanned Surface Vessel "ULAQ" Ares Shipyard Inc., Antalya.**

**Eng. Murat AVİNAL**, Title: **The world's first Electric and Zero Emission in-port tugboat - The ZEETUG Project - NAVTEK Deniz Teknolojisi A.Ş., Istanbul**

Opening ceremony, Keynote Sessions



**İMEAK Deniz Ticaret Odası Yönetim Kurulu Üyesi Başaran Bayrak**, enerji verimliliği ve çevreye duyarlı teknolojiler konusunda yeni arayışla içerisinde olduklarını, **IMO'nun emisyon ve çevre kurallarını 2030 ve 2050 yılı hedeflerini yetersiz gördüğünü**, 2050 nötr karbon hedefi ICS ve BIMCO gibi sektör birlikleri bakımından önerilmektedir, **AB'nin yeşil mutabakat hedefleri arasında 2030 yılında sıfır emisyonlu gemi yapımı stratejisini uygulayacağı**, kısa dönem enerji verimliliği tedbirleri olarak geliştirilen **gemi form**, pervane, **nozlu**, yeni boyalar, **hava yağlama**, güneş ve rüzgâr enerjisinin **yenilenebilir enerji kaynakları** olarak kullanımı, gemi teknolojisinde önemli gelişmelerin izlendiği, **armatörlerin EEXI, CII ve yeni kurallara uyum** konusunda açıklık beklediklerini, **alternatif yakıtlar olarak LNG, amonyak, hidrojen ve sentetik yakıtlar** kullanan yeni makineler, **transfer ve depolamada gemi mühendisliği çözümlere ihtiyaç olduğunu**, tersanelerimiz imal edilen çevreci gemiler, elektrikli, hibrit ve insansız gemilerin üretimi alanında önemli başarılar sağladıkları üzerinde durdu. **Sanayici, akademisyen ve tasarımcıyı buluşturan bu kongrenin önemli katkılar sağlayacağına** inandığını belirtti. Link: <https://youtu.be/4spON2d5yul?t=2110>

**İMEAK Deniz Ticaret Odası, Meclis Başkanı Sayın Salih Zeki Çakır**, kongrelerin önemli olduğunu, **Türk ve dünya denizciliği için yeni teknolojilere ve önemli fırsatlara ve aynı zamanda tehditleri getirdiğini**, bunlara karşı tedbirler geliştirmemiz için **bu tip etkinliklerin çok faydalı olacağı**, akıllı gemiler, akıllı tersaneler, akıllı limanlar, önümüzdeki süreçte daha çok başlıklar gelişecektir, **yeşil gemi ve çevrecilik ideal ve olması gereken teknolojiler**, bunların bütçe tarafı, **gelişimi, dönüşümü nasıl başarılacak**, bu konuda **hazırlıklı olunması gerektiği** üzerinde durdu ve kongre hazırlık ekibine organize edilmesinde emeği olan tüm ekibe teşekkürlerini sundular. Link:

<https://youtu.be/4spON2d5yul?t=2550>

Yıldız Teknik Üniversitesi Rektörü Sayın Prof.Dr.Tamer Yılmaz ise katılımcılara video mesajı ile seslenerek, **inovasyon çıkış yeri ve liderliğinin denizcilik camiası ve dünyası olduğunu**, denizciliğin tüm uluslararası düzenlemelerin ve teknolojiye ilk uygulamaların gerçekleştirildiği alan olduğunu, **Gemi Mühendisleri, denizcilik ve gemicilik camiası dünyanın gelişimine ve insanlığın yararına katkıda bulunduğunu**, kongrenin bu kapsamda önemli olduğunu belirterek emeği geçenlere teşekkür etti. Prof.Yılmaz, Yıldız Teknik Üniversitesi - **Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü ile Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümü'nün** önemli bir boşluğu doldurduğunu, **denizcilik sektörüne yüksek nitelikli mühendisler yetiştirdiği**, bunun haklı gururunu yaşadığını kaydetti. **Gemi ve denizcilik teknolojileri kongresine ev sahipliği yapmaktan onur duyduğunu**, katılmasa da kongrenin coşkusuna gönülden katılacağını, **tüm katkı sunanlara üniversite, denizcilik sektörü**

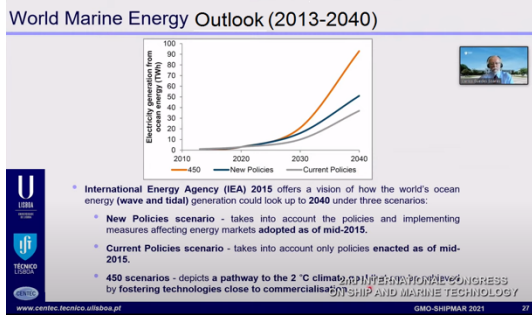


ve bilim dünyası adına teşekkür ederek saygı ve sevgilerini ilettiler. Link: <https://youtu.be/4spON2d5yul?t=2847>

#### Davetli Bildiri Sunumları

**Prof. Carlos Guedes SOARES, “Açık Deniz Yenilenebilir Enerji Alanında Gelişmeler / Developments in Offshore Renewable Energy”,** Centro de Engenharia e Tecnologia Naval e Oceânica (CENTEC), University of Lisbon, Portugal. Sayın Prof. Guedes Soares, Denizlerden sağlanan Rüzgâr, dalga ve gel-git enerjisi konularında gerçekleştirmiş oldukları projelerin çıktılarını sundu. İzleme adresi: [www.gmoshipmar.org](http://www.gmoshipmar.org) ve <https://youtu.be/4spON2d5yul?t=3097>

**Prof. Mehmet ATLAR, “Türk Denizcilik Endüstrisi Sera Gazı Emisyonlarına karşı Cesur bir Yenileme Mücadelesi – Ufuk 2020 GATERS Projesi / A Bold Retrofit Challenge for GHG Emission for Turkish Maritime Industry – H2020 GATERS Project”,** Dept. of Naval Architecture, Marine and Ocean Engineering (NAOME), The University of Strathclyde, Glasgow, UK. Sayın Prof. Mehmet Atlar, proje ekibi ile birlikte izleme adresi [www.gmoshipmar.org](http://www.gmoshipmar.org) ve <https://youtu.be/4spON2d5yul?t=6667>



The EC-H2020 Project

## GATERS

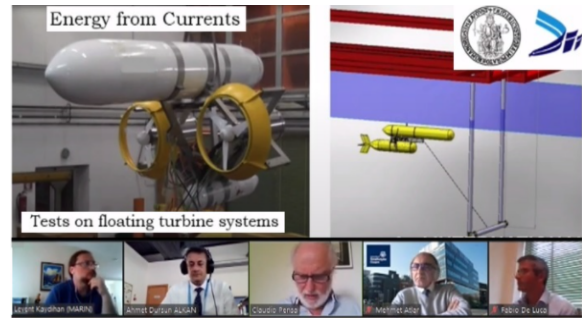
GATE Rudder System as a Retrofit for the Next Generation Propulsion and Steering of Ships



Participants, Opening Day, 16.09.2021



YTU Hydrodynamic Research Laboratory hosted Special Session B



Methodology

**MULTIPARAMETER PROBE**

- 5 to 9 ports
- automatic system that cleans the surface periodically
- determined by battery-life length, sampling rate, powering method and other specifications
- collected data will be sent to a PC located near the installation location
- a purpose-developed software will be used to receive the data from the probes
- database – central data repository, receiving and transferring the appropriate data to the appropriate location

18 sensors  
16 stationary  
2 mobile

GMO-SHIPMAR 2021  
2nd INTERNATIONAL CONGRESS ON SHIP AND MARINE TECHNOLOGY / 2. ULUSLARARASI GEMİ VE DENİZ TEKNOLOJİSİ KONGRESİ  
16-17 December 2021, İstanbul



YTU Hydrodynamic Research Laboratory



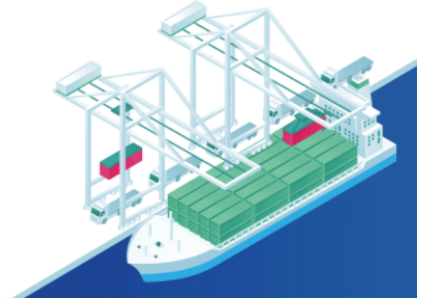
Congress Proceedings of full papers / Bildiriler kitabı: [www.gmoshipmar.org/GMO-SHIPMAR2021](http://www.gmoshipmar.org/GMO-SHIPMAR2021)





## 4<sup>th</sup> GLOBAL CONFERENCE ON INNOVATION IN MARINE TECHNOLOGY AND THE FUTURE OF MARITIME TRANSPORTATION

**GMC'21** NOVEMBER, 18<sup>th</sup> - 19<sup>th</sup>, 2021  
ONLINE



**GMC'21 Hakkında:** TMMOB Gemi Makineleri İşletme Mühendisleri Odası, Strathclyde Üniversitesi, Costanta Denizcilik Üniversitesi ve İskenderun Teknik Üniversitesi öncülüğünde düzenlenen "The 4th Global International Conference on Innovation in Marine Technology and the Future of Maritime Transportation – GMC'21" 18-19 Kasım 2021 günlerinde çevrimiçi olarak düzenlendi. Deniz Ticaret Odası, Güven Kepçe, MedMarine, Sanmar ve Uzmar firmalarının destekleri ile gerçekleştirilen GMC'21 uluslararası konferansının bu yılki ana temaları "Denizcilik sektöründe dekarbonizasyon" ve "Pandeminin Denizcilik Eğitimi ve Deniz Taşımacılığına Etkileri"dir. 2 gün 24 ayrı oturumda gerçekleşen konferansta 128 bildiri, 360 yazar ve 24 oturum başkanı içermektedir. Uluslararası konferansa, Bulgaristan, Kanada, Çin, Hırvatistan, İngiltere, Estonya, Finlandiya, Gürcistan, Yunanistan, Hong-Kong, Endonezya, İran, Japonya, Kenya, Kore, Malezya, Hollanda, Norveç, Filipinler, Polonya, Romanya, Rusya, İskoçya, Singapur, İspanya, İsveç, Amerika, Ukrayna ülkelerinden katılım sağlandı.

**GMC'21 General Information:** The Fourth Global Maritime Conference (GMC'21), was organized with the partnership of TMMOB The Chamber of Marine Engineers, Strathclyde University, Constanta Maritime University and Iskenderun Technical University, held online on 18-19 November 2021 this year.

This year's main themes of the international conference were "Decarbonization in the Maritime Sector" and "Effects of the Pandemic on Maritime Education and Maritime Transport". In addition, scientific research on subjects such as technological approaches in maritime, human factor, innovative design and inventions, cyber security at sea, new marine fuels and efficiency, shipbuilding, logistics and maritime trade and law, port operations, digital approaches in maritime transport management were presented.

### GMC'21 Scientific Program

**Assoc. Prof. Dr. Görkem Kökkülünk**, General Secretary of the Conference

**Prof.Dr. Atilla İncecik**, Associate Principal and Executive Dean of the Faculty of Engineering, University of Strathclyde, UK

**Prof.Dr. Cornel Panait**, The President of Constanta Maritime University Senate, Romania

**Prof.Dr. Soner Esmer**, Dean of Barbaros Hayrettin Naval Architecture and Maritime Faculty, İskenderun Technical University, Turkey

**Mr.Feramuz Aşkın**, Chairman of the Union of Chambers of Turkish Engineers and Architects (TMMOB), Turkey

**Mr.Tamer Kıran**, Chairman of the Board of Directors of Turkish Chamber of Shipping

**Mr. Kitack Lim**, Secretary-General of the International Maritime Organization (IMO)

Keynote Speaker 1: **Prof. Dr. Sezgin Bakırdere**, Yıldız Technical University

#### **Antartica in the view of an analytical chemist**

Keynote Speaker 2: **Dr. Gabriel Raicu**, Vice-Rector for Scientific Research and Innovation, Constanta Maritime University

#### **Post-pandemic Maritime Education - Trends and Paradigm Shift**

Keynote Speaker 3: **Prof. Dr. Dracos Vassalos**, University of Strathclyde

#### **The Journey from Deterministic Rules to Risk Based Ship Design**

<b>GMC'21 PAPER SESSIONS</b>	<b>CHAIRS</b>
Alternative Fuels & Renewable Energy	Prof. Dr. Ender Asyalı
Energy Efficiency & Energy Management I	Dr. Farrukh Khalid
Energy Efficiency & Energy Management II	Prof. Dr. Osman Turan
Maritime Safety & Security I	Assoc. Prof. Dr. Rafet Emek Kurt
Maritime Safety & Security II	Assoc. Prof. Dr. Yusuf Zorba
Maritime Safety & Security III (Casualties & Accidents)	Prof. Radu Hanzu-Pazara
Autonomous Ships & Systems	Prof. Dr. Ahmet Dursun Alkan
Navigation & Marine Traffic	Prof. Nicoleta Acomi
Maritime Crew Management	Asst. Prof. Dr. Oğuz Atik
Seafarers Health & Environment	Assoc. Prof. Dr. Emre Akyüz
Polar Research & Machinery Maintenance	Prof. Dr. Burcu Özsoy
Maritime Policy, Law & Governance	Prof. Vasile Draghici
Port Operations & Technologies	Dr. Sedat Baştuğ
Maritime Education I (Covid-19, Distance Learning)	Dr. Esat Güzel
Maritime Transportation & Maritime Economics	Prof. Duse Anastasia
Material Technology	Prof. Mihaela Barhalescu
Maritime Education II	Prof. Corina Varsami
Maritime Transportation & Management	Dr.-Ing. Ir. Setyo Nugroho
Naval Architecture & Offshore Technologies (Hydrodynamic-Aerodynamic)	Dr. Taner Coşgun
Naval Architecture & Offshore Technologies	Prof. Mircea Zus
Shipbuilding & Offshore Technologies & Port Engineering & Other	Assoc. Prof. Dr.Ömer Kemal Kınacı
Maritime Economics	Prof. Dr. Hercules Haralambides
Projects I	Prof. Remus Zagan
Projects II	Prof. Dr. Özcan Arslan

### Sponsors

**UZMAR**

Conference web page and contact e-mail: <https://globalmaritimeconference.org/> , [gmc@opteamist.com](mailto:gmc@opteamist.com)



## TEAM 2020/21 - The 34<sup>th</sup> Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures

Istanbul Technical University | 6-8 December 2021 | Online

The 34<sup>th</sup> Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures Conference (TEAM 2020/21) took place on-line from 6 to 8 December 2021 and organized by Istanbul Technical University, chaired by Prof. Ahmet Ergin. The aim of the conference is to provide an opportunity for researchers and engineers in the field of ships and marine structures in Asian-Pacific region to exchange recent research results and new ideas, and to promote discussions of problems in design and production techniques of ships and marine structures. Turkish shipyards have a tradition spanning eight centuries. At the time of the Ottoman Empire, shipyards were able to build large, powerful naval vessels, and yards continued their modernization following the foundation of the Republic of Turkey. The Ottoman imperial shipyard was founded on the Golden Horn (Haliç) in 1455. After 1983, yards began to move from Golden Horn to the Tuzla Shipyard Region in Istanbul. The shipyards are now spread throughout the country, mainly in the Tuzla and Yalova region. Turkish shipyards struggled to complete their infrastructure investments to comply with advancing shipbuilding technologies and initially performed shipbuilding and repair works simultaneously. Turkey has increasingly tapped into niche markets, which in turn has led to a growing participation by Turkish shipyards in the international trade in new ships. In parallel, there has also been strong growth in the marine equipment manufacturing sector.

### Keynote Presentations:

Prof. Masahiko Fujikubo “Hydro-elastoplasticity approach to ship hull girder collapse in waves”

Dr. Ali Dogru “Using high performance computing in oil and gas upstream industry”

Prof. Pandeli Temarel “The role of hydroelasticity in green ship technology”

Prof. Yeon-Seung Lee “Development of natural fiber wind turbine blades using optimization technology”

Prof. Zhiyong Pei “Research and development of inland green and smart ship technologies in China”

Prof. Rong-Juin Shyu “Simulations and in-situ measurements of pile driving underwater noise from offshore windfarms”

Totally 62 papers were presented in the following Sessions: Accident Investigation - Autonomous Ship Technologies - Dynamics/Acoustics - Fatigue and Fracture - Green Ship Technologies – Hydrodynamics - Noise and Vibration - Offshore Wind Technology -Structural Design and Production - Structural Health Monitoring - Structural loads - Structural Response - Ultimate Strength.

Conference proceedings of full papers is available in <http://team2020.itu.edu.tr>.



Duayen öğretim üyesi Sayın **Prof.Dr.Reşat BAYKAL** Hocamıza

Gemi Mühendisleri Odasının kuruluşunun 67. Yıl dönümü gecesinde meslekte 60 yıl hatıra plaketi takdim edilmiştir, 11 Aralık 2021.

A memory plaque of 60 years in the profession was presented to the distinguished **Professor Reşat BAYKAL** during the 67th anniversary of the foundation of The Turkish Chamber of Naval Architects and Marine Engineers, 11 December 2021.



Salih Bostancı, Prof.Dr.Reşat Baykal, Mv. Ahmet Arslan



# BB2 Joubert Denizaltı Formunun Sevk Noktasının Sayısal Olarak İncelenmesi

Alpay Acar <sup>1</sup>, Yasemin Arıkan Özden <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Deniz Harp Okulu, Milli Savunma Üniversitesi İstanbul, Türkiye

<sup>2</sup> Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye

<sup>1</sup> (sorumlu yazar), [aacar@dho.edu.tr](mailto:aacar@dho.edu.tr), ORCID: 0000-0002-6254-8018

<sup>2</sup> [yarikan@yildiz.edu.tr](mailto:yarikan@yildiz.edu.tr), 0000-0001-9909-0859

## ÖZET

Günümüzde birçok donanma denizaltılara sahip durumdadır ve birçoğu denizaltılarını donanmaların bel kemiği olarak ifade etmektedir. Tarihte birincil harekât görevi deniz ticaret yollarını kesmek/kontrol etmek olan dizel elektrikli denizaltıların günümüzde en önemli görevleri fark edilmeden bilgi toplamak ve gerektiğinde su altı, su üstü, kara ve hava hedeflerine sürpriz harekât gerçekleştirebilmektir. Denizaltılar su üstüne çıktıklarında ve hatta gövdeleri su üstüne çıkmadan sadece şnorkel seyri yapmak için periskop derinliğine geldiklerinde dahi günümüzün yüksek teknolojik radar sistemleri sayesinde fark edilebilmekte ve görünmezliklerini yitirmektedirler. Denizaltıların seyirleri esnasında bataryalarını şarj ettikleri sürenin, denizaltıların su altında geçirdikleri süreye oranı, şnorkel seyir süresi oranı (indiscretion rate) olarak isimlendirilmektedir. Bu oranı azaltmak, denizaltıların görünmezliğinin bir ölçüsü olarak nitelendirilmektedir. Yeni tasarımlar ve teknolojiler geliştirilirken bu oranı aşağı çekmek ana tasarım hedefi olarak ele alınmaktadır. Denizaltıların su altı seyir sığalarını önemli ölçüde artıran havadan bağımsız sevk sistemleri modern denizaltıların şnorkel seyir süresi oranını aşağı çekmiş ve bu sistemlerle donatılmış günümüz denizaltısının harekât sahası, kahverengi sulardan mavi sulara kaymaktadır. Şnorkel seyir süresi oranına diğer bir önemli etken ise denizaltının hidrodinamik formu ve sevk verimliliğidir. Daha verimli bir forma sahip olan denizaltı su altında aynı sürat ve aynı enerji kapasitesi ile daha uzun süre seyir yapabilecek ve daha düşük bir şnorkel seyir süresi oranına sahip olacaktır. Günümüzde hesaplamalı akışkanlar dinamiği tasarımcılar tarafından etkin bir araç olarak kullanılmakta ve denizaltıyı istenilen servis süratlerinde daha verimli sevk edebilecek hidrodinamik formların ve bu formları itecek pervanelerin gerek yüksek verimle gerekse düşük akustik ize sahip olarak tasarlanabilmesine olanak tanımaktadır. Bu çalışmada, açık literatürde yapılan çalışmalarda son yıllarda sıklıkla tercih edilen Joubert BB2 denizaltı formunun direnci hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri ile hesaplanmış ve denizaltının sevkinde kullanılan pervanenin geminin servis hızında gemiyi itmek için gereken devir sayısı bilgilerine ulaşılmıştır. Sevk noktasının tayini ile denizaltı formuna has Taylor iz katsayısı, itme azalması, tekne verimi, bağıl dönme verimi ve bunlara bağlı sevk verimi hesap edilmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Denizaltı, Taylor iz katsayısı, itme azalması, tekne verimi, sevk verimi, sevk noktası, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)

**Makale geçmişi:** Geliş 08/05/2021 – Kabul 02/12/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.934890>



# Numerical Investigation of Self Propulsion of BB2 Joubert Submarine Form

Alpay Acar <sup>1</sup>, Yasemin Arıkan Özden <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Turkish Naval Academy National Defence University, İstanbul, Türkiye

<sup>2</sup> Faculty of Naval Architecture and Maritime, Naval Architecture and Marine Engineering Yıldız Technical University, İstanbul, Türkiye

<sup>1</sup> (corresponding author), [aacar@dho.edu.tr](mailto:aacar@dho.edu.tr), ORCID: 0000-0002-6254-8018

<sup>2</sup> [yarikan@yildiz.edu.tr](mailto:yarikan@yildiz.edu.tr), 0000-0001-9909-0859

## ABSTRACT

Nowadays many Navies have submarines and refer them as the backbone of their Navies. The most important task of diesel-electric submarines, whose primary operational task in history was to intercept / control maritime trade routes, is to collect information without being noticed and to perform surprise operations against underwater, land and air targets when necessary. Submarines can be noticed and lose their invisibility thanks to today's high-tech radar systems when they come to the surface of the water and even when they reach periscope depth to go snorkeling without their hulls rising above the water. The ratio of the time submarines charges their batteries during their cruise to the time the submarines spend under water is called indiscretion rate. Reducing this rate is considered as a measure of the invisibility of submarines. While developing new designs and technologies, reducing this rate is considered as the main design goal. Air-independent propulsion systems, which significantly increase the underwater sailing range of submarines, have lowered the rate of snorkeling time of modern submarines, and the operation area of today's submarine equipped with these systems shifts from brown waters to blue waters. Another important factor in the rate of snorkeling cruising time is the hydrodynamic form and the propulsive efficiency of the submarine. The submarine, which has a more efficient form, will be able to cruise for a longer time with the same speed and same energy capacity underwater and will have a lower indiscretion rate. Nowadays, computational fluid dynamics is used by designers as an effective tool and enables the design of hydrodynamic forms that can drive the submarine more efficiently at desired service speeds and the propellers that will push these forms with both high efficiency and low acoustic trace. In this study, the self-propulsion characteristics of the Joubert BB2 submarine form, which has been frequently preferred in recent years in the studies conducted in the open literature, was calculated with computational fluid dynamics methods and the speed of the propeller used in the propulsion of the submarine was obtained to propel the ship at the service speed of the submarine. With the determination of the self-propulsion point, the Taylor wake fraction, thrust deduction, hull efficiency, relative rotative efficiency and propulsive efficiency were calculated and compared with open literature.

**Keywords:** Submarine, self-propulsion point, Taylor wake fraction, thrust deduction, hull efficiency, computational fluid dynamics (CFD)

**Article history:** Received 08/05/2021 – Accepted 02/12/2021

## 1. Giriş

Denizaltılara ait form, pervane geometrileri ve performans değerleri genellikle askeri gizli bilgiler olduğundan denizaltılar alanında yapılacak akademik çalışmaların doğrulanabilmesi amacı ile Amerika Birleşik Devletleri, DARPA (Defence Advanced Research Projects Agency) Suboff projesini başlatmıştır. Proje kapsamında farklı konfigürasyonlarda jenerik denizaltı formları oluşturulmuş ve bu formların direnç ve manevra değerleri deneysel yöntemlerle elde edilerek açık literatüre sunulmuştur (Groves vd., 1989; Huang vd., 1989; Crook, 1990; Roddy, 1990; Liu ve Huang, 1998). Günümüzde birçok araştırmacı bu formları kullanarak denizaltılar alanında sayısal ve deneysel çalışmalarını doğrulayabilmektedir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri kullanılarak DARPA Suboff denizaltı formu ile yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Sevk performansına yönelik çalışmalarda denizaltı modeli genellikle INSEAN (Italian Ship Model Basin) tarafından tasarlanan E1619 pervanesi (Di Fellice vd., 2009) ile birlikte kullanılmıştır. Alin vd. (2010) doğrusal hareketteki DARPA Suboff denizaltısının etrafındaki akımı DES ve LES yöntemleri ile incelemişler ve yine 2010'da denizaltı-pervane etkileşimini LES yöntemine dayanan bir hesap metodolojisi ile hesaplamışlardır (Alin vd., 2010). Liefvendahl ve Troeng (2011) denizaltı pervanesindeki çevrimsel pervane yükünü LES yöntemi ile incelemişlerdir. Daha sonra Chase ve Carrica (2013), E1619 pervanesi ile sevk edilen DARPA Suboff jenerik modelini farklı çözüm ağ yoğunluklarında CFD Ship-Iowa V4.5 ile analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında pervane açık su karakteristiklerini farklı ağ yoğunluklarında ve ilerleme sayılarında elde etmişler ve daha önce INSEAN tarafından sunulan deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Ağ yoğunluğunun itme ve tork üzerindeki etkisinin zayıf ancak pervane gerisi iz üzerinde etkili olduğunu göstermişlerdir. Daha sonra tek bir ilerleme sayısında da RANS, DES, DDES ve türbülans modeli kullanmadan pervane açık su karakteristiklerini incelemişlerdir. RANS'ın izi dağıttığını ve türbülans modeli kullanmamanın ise pervane uçlarındaki girdapları fiziksel olarak kararsız bir hale soktuğunu göstermişlerdir. Daha sonra pervaneli denizaltının sevk analizlerini gerçekleştirip sevk noktasını sunmuşlardır. Özden vd. (2016), E1619 ile sevk edilen DARPA Suboff denizaltısının sevk noktasında ayırıklaştırılmış pervane ve nominal iz gerisinde tanımlanmış pervane olmak üzere iki durumda pervane kaynaklı gürültü tahminini gerçekleştirmişlerdir. Özden ve Çelik (2017), DARPA Suboff denizaltı modelinin sevk verimini hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri ile farklı kışık koniklik açıları için incelemişlerdir. Sezen vd. (2018) çalışmalarında E1619 pervaneli DARPA Suboff denizaltısının farklı hızlardaki sevk noktalarını aktüatör disk ve ayırıklaştırılmış pervane olmak üzere iki farklı yöntem ile hesaplamışlardır. Kınacı vd. (2018) çalışmalarında, DARPA Suboff, denizaltısı ile KCS ve DTC gemilerinin sevk analizlerini gerçekleştirmişlerdir. E1619 pervanesi ile sevk edilen DARPA Suboff denizaltısına ait bir sevk deneyi sonucu bulunmadığından sayısal olarak elde edilen sonuçların deneysel veriler ile karşılaştırılması mümkün olmamıştır. Özden vd. (2019), E1619 pervanesi ile sevk edilen DARPA Suboff denizaltısına ait sevk noktasını İTÜ Ata Nutku Model Deneyi Laboratuvarı'nda gerçekleştirdikleri deneyler ile belirleyerek açık literatüre sunmuşlardır. Sezen vd. (2021) yaptıkları çalışmada, DARPA Suboff denizaltısını üç farklı ölçekte inceleyerek ITTC 1978 güç tahmin yöntemini kullanarak tam ölçek için yapılan analizler ile sonuçlarını karşılaştırmışlardır.

Denizaltı sevk performansı ve manevrası hesapları için kullanılan bir diğer jenerik form ise Joubert denizaltı formudur. Joubert denizaltısı ilk olarak Avustralya Savunma Bilimleri ve Teknolojileri Organizasyonu'nun (DSTO) sponsorluğunda Joubert'in gerçekleştirdiği çalışmalar ile geliştirilmiştir (Joubert, 2004; Joubert, 2006). DSTO, bu geometrinin ölçekli bir modeliyle (Quick ve Woodyat, 2014) birçok rüzgâr tüneli deneyi yapmış ve daha sonra ortak bir uluslararası uygulamada (Toxopeus, 2013) denizaltı "BB1" adı altında kullanılmıştır. Geometriyi daha gerçekçi hale getirmek ve stabilizeyi

arttırmak için MARIN (Maritime Research Institute Netherlands), yelken ve kuyruk düzlemlerinde (Toxopeus vd., 2017) değişiklikler yapmış ve revize edilmiş denizaltı geometrisini "BB2" olarak adlandırmıştır. BB2 geometrisi, MARIN tarafından ".3dm", ".igs" veya ".stp" formatlarında kullanıma sunulmaktadır.

BB2 Joubert denizaltısının sevk noktasını ve manevra karakteristiklerini Carrica vd. (2016) çalışmalarında, deneysel olarak ve üç farklı sayısal kod ile çözmüşlerdir. Takip modlu deney sistemi ile MARIN'de gerçekleştirilen deneyler satıha yakın ve dalmış durumda sevk deneylerini, dönme dairesi, zig zag manevra deneylerini, satıha çıkma ve crashback deneylerini kapsamaktadır. Sayısal çözümlerde kullanılan kodlar ReFRESKO, ReFRESKO/PROCAL ve REX paket yazılımlarıdır. RANS denklemleri ReFRESKO'da sıkıştırılmaz akışkan kabulü ile sonlu hacimler yöntemi ile ReFRESKO/PROCAL'da viskozitesiz akışkan kabulü ile aktuatör disk yaklaşımı ve sınır elemanlar yöntemi ile çözülmektedir. REX ise  $k$ - $\epsilon$ ,  $k$ - $\omega$  türbülans modelleri ile hibrit RANS/LES modellerini DES, DDES formunda çözmektedir. Deneylerden elde ettikleri verileri sayısal yöntemler ile elde ettikleri sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Sevk karakteristikleri için sonuçları %5 sapma ile tahmin edebilmişlerdir. Carrica vd. (2019) bir başka çalışmada, BB2 denizaltısının satıha yakın seyir durumunda sakin ve dalgalı suda sevk noktasındaki performansını analiz etmişlerdir. Bu çalışmalarında, satıha yakın seyir durumunda form üzerine etki eden dalıp çıkma kuvveti ve baş kış vurma moment değerleri -6.9m ile 40m dalış derinliklerinde, deniz durumu 2 ile 7 arasında incelenmiştir. Satıha yakın seyir durumunda dalıp çıkma ve baş kış vurma momentlerinde belirgin artışlar görülmüş ve pervanenin ihtiyaç duyduğu itme kuvvetinin artarak sevk veriminin düştüğü tespit edilmiştir.

Skejic ve Greve (2017), DARPA ve BB2 denizaltılarını periskop derinliğinde iken sakin ve düzenli dalgalı durumlarda direncini incelemişlerdir. Sakin suya göre dalgalı durumda her iki denizaltı için de direncin arttığı görülmüştür. BB2 denizaltısının formu itibarı ile DARPA Suboff denizaltısına göre her iki durumda da daha az direnç oluşturduğunu göstermişlerdir.

Bir geminin sevk performansının sayısal yöntemler ile güvenilir ve doğru bir şekilde tahmin edilmesi günümüzde hala üzerinde çalışmalar yapılan bir araştırma konusudur. Bu çalışmanın amacı BB2 Joubert denizaltı formunun model ölçeğinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerini yaparak tam ölçek için sevk performansının tahminlerinin yapılması ve daha önce literatürde verilmiş olan deneysel ve sayısal veriler ile karşılaştırılmasıdır.

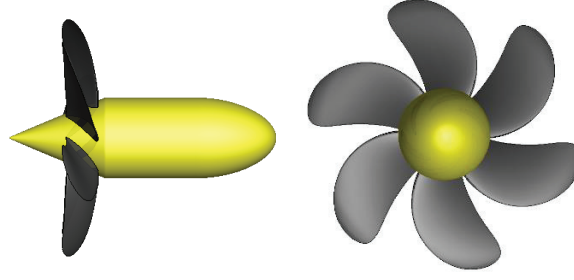
## 2. Geometrilere

### 2.1. S7371R Pervanesi

Bu çalışmada MARIN (Overpelt vd.,2015) (Maritime Research Institute Netherlands) tarafından paylaşılan S7371R pervanesi kullanılmıştır. S7173R pervanesi eğikliği yüksek altı kanatlı bir denizaltı pervanesidir (Şekil 1). Pervanenin açık su deneyleri MARIN tarafından yapılmıştır. Pontarelli vd. (2017) tarafından pervanenin açık su pervane eğrisi sunulmuştur. Pervane özellikleri Tablo 1'de verilmektedir.

### 2.2. BB2 Joubert Denizaltı Modeli

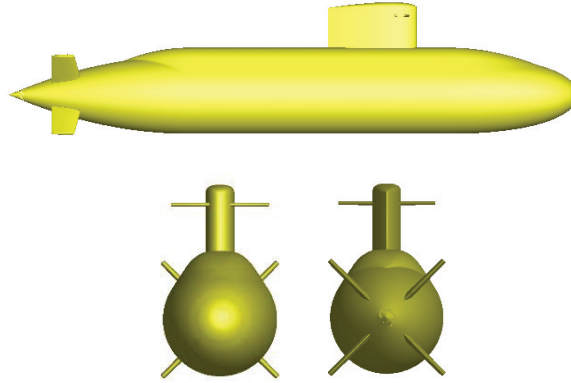
Bu çalışmada denizaltı modeli olarak açık literatürde MARIN tarafından paylaşılan BB2 Joubert denizaltı formu kullanılmıştır (Şekil 2 ve Tablo 2). M9466 numarası ile üretilen bu model yine MARIN tarafından üretilen S7371R pervanesi ile 18.348 oranıyla küçültülerek deneyleri MARIN tarafından tatlı suda yapılmıştır. Bu deneylerde manevra testleri ve sevk deneyleri yürütülmüştür (Overpelt vd., 2015).



Şekil 1. MARIN S7371R Model Pervanesi

Tablo 1. S7371R Pervanesi Boyutları

		Gerçek	Model
Pervane Kanat Sayısı	Z	6	6
Çap (m)	D	5	0.273
Göbek Çap Oranı	H/D	0.2056	0.2056
0.75R'de Kord Uzunluğu (m)	$C_{0.75}$	1.464	-
Kanat açılım alanı oranı	$A_E/A_0$	0.00335	0.00335



Şekil 2. BB2 Joubert Denizaltısı

Tablo 2. BB2 Joubert denizaltısı ana boyutları

$\lambda = 18.348$		Gerçek Denizaltı	Model Denizaltı
Kaideler Arası Boy	$L_{pp}$	70.2 m	3.826 m
Genişlik	B	9.6 m	0.5235 m
Derinlik	D	10.6 m	0.5781 m
Derinlik (Yelken dahil)	$D_{sail}$	16.2 m	0.8835 m
Blok Katsayısı	$C_b$	0.85	0.85
Deplasman Hacmi	$\nabla$	4358.2 m <sup>3</sup>	0.7056 m <sup>3</sup>
Islak Alan	$S_{ws}$	2146.4 m <sup>2</sup>	6.3756 m <sup>2</sup>

### 3. Sayısal Yöntem

Çözüm ağı yapılandırılmamış, T-REX elemanlardan Pointwise programında oluşturulmuştur. Yüzeiden boyutsuz uzaklık olarak  $y^+=50$  olarak seçilmiştir. Çözüm ağı bağımsızlığı incelemesi için orta

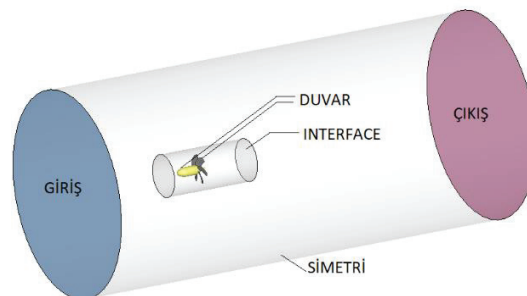
sıklıktaki çözüm ağı trilineer interpolasyon şemasına göre  $\sqrt{2}$  oranı kullanılarak sıklaştırılıp seyreltilerek üç farklı yoğunluk için çözüm ağları elde edilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri sonlu hacimler yöntemini kullanan ANSYS FLUENT 14.0 paket yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Analizlerde türbülans modeli  $k-\omega$  SST (Shear Stress Transport) ve çözüm şeması SIMPLE (Semi Implicit Methods for Pressure Linked Equations) olarak seçilmiştir. Ayırıklaştırma yöntemi olarak Green-Gauss node based seçilmiştir. Zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilen analizlerde seçilen diğer unsurlar Tablo 3'te verilmiştir.

**Tablo 3.** Hesaplamalarda kullanılan çözüm şemaları ve türbülans sınır şartları

	S7371R Pervanesi	BB2 Joubert	Pervaneli BB2 Joubert
Basınç ayırıklaştırması	İkinci mertebe	İkinci mertebe	İkinci mertebe
Momentum denklemleri	QUICK	İkinci mertebe	İkinci mertebe
Türbülans kinetik enerjisi	QUICK	İkinci mertebe	QUICK
Spesifik yayılma oranı	QUICK	İkinci mertebe	QUICK
Türbülans Yoğunluğu	2	2	2
Türbülans viskozite oranı	5	5	5

### 3.1. S7371R Pervanesi Açık Su Karakteristikleri ve Pervane Gerisi İzin HAD ile Tahmini

S7371 pervanesinin model ölçeğinde analizleri yapılırken, çözüm hacmi  $16.5xD$  uzunluğunda ve  $7.3xD$  çapında büyük silindir bir hacim olarak oluşturulmuştur. Ayrıca pervaneye dönme hareketi vermek için pervane  $3.3xD$  uzunluğunda ve  $1.5xD$  çapında daha küçük bir silindir içine yerleştirilmiştir. Akış silindire akışın girdiği yüzeyde hız girişi olarak tanımlanmıştır. Akışın çıktığı yüzey basınç çıkışı olarak seçilmiş ve basınç değişimi sıfır olarak belirlenmiştir. Çözüm ağını oluşturan silindirin dış kabuğu simetri olarak seçilmiştir. Pervanenin bulunduğu küçük silindirin tüm yüzeyleri ise ara yüzey olarak tanımlanmıştır. Pervane ve pervane göbeği yüzeyleri duvar olarak seçilmiştir (Şekil 3). Dönme hareketi Moving Reference Frame (MRF) yöntemi ile uygulanmıştır Farklı pervane ilerleme katsayılarındaki itme katsayısı ( $K_T$ ), tork katsayısı ( $K_Q$ ) ve açık su pervane verimi ( $\eta_o$ ) gibi pervane karakteristik değerleri, farklı çözüm ağı yoğunlukları için devir sayısı ( $n$ ) 15 d/s sabit tutulup, akış hızı ( $V_A$ ) değiştirilerek hesaplanmıştır. Sonuçlar, Pontarelli vd. (2017) tarafından sunulan deney sonuçları ile karşılaştırılmış bir şekilde Tablo 4'te ve pervane açık su grafiği olarak Şekil 4'te sunulmuştur. Ayrıca analiz için pervane gerisi iz durumu Şekil 5'te paylaşılmıştır.



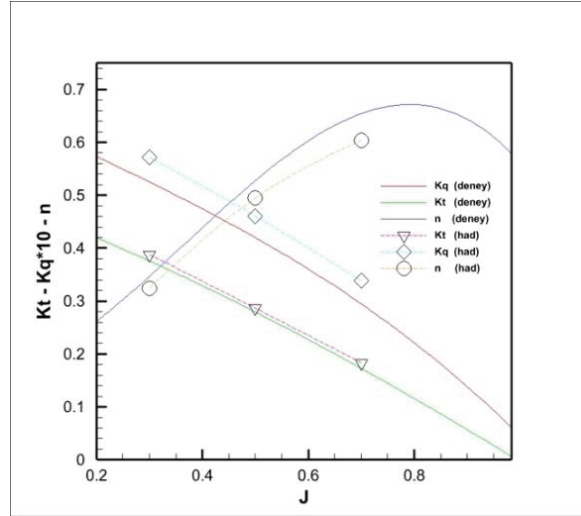
**Şekil 3.** S7371R Pervanesi çözüm hacmi



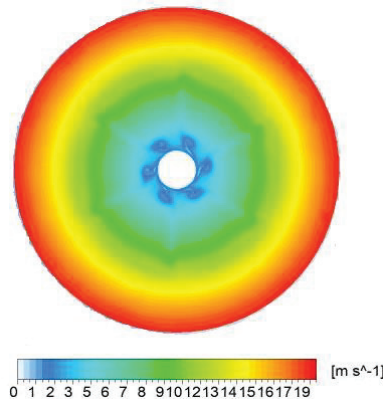
Üç farklı ağ yoğunluğunda gerçekleştirilen analiz değerlerinin, deney değerlerinden sapma miktarları Tablo 4'te görülmektedir. Tablo 4'teki yüzdelik sapma miktarları değerlendirildiğinde pervane için sık ağ yoğunluğunun deneye en yakın sonucu verdiği görülmüş ve sevk analizi için S7371 pervanesinde sık ağ yoğunluğu kullanılmıştır.

**Tablo 4.** Farklı çözüm ağı yoğunlukları için  $J=0.3$ 'te ( $J=V_A/nD$ ) pervane açık su performans karakteristikleri

J= 0.3 için	Hacim Hücre Sayısı		CFD Analiz Değerleri		Deney Sonuçları (Pontarelli vd., 2017)		Sapma Miktarı (%)	
	Küçük Silindir	Büyük Silindir	$K_T$	$K_Q$	$K_T$	$K_Q$	$K_T$	$K_Q$
Seyrek Ağ Yoğunluğu	$2.04 \times 10^6$	$0.14 \times 10^6$	0.3868	0.0594	0.374	0.055	3.401	7.489
Orta Ağ Yoğunluğu	$3.5 \times 10^6$	$0.28 \times 10^6$	0.3959	0.05886			5.830	6.516
Sık Ağ Yoğunluğu	$8.3 \times 10^6$	$0.82 \times 10^6$	0.3881	0.0572			3.747	3.477



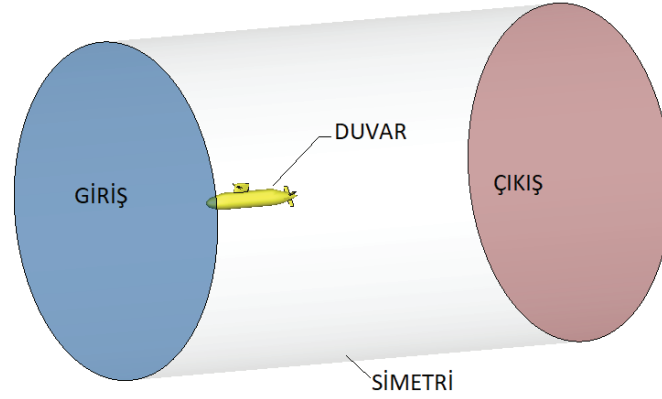
**Şekil 4.** S7371R Pervanesi Açık Su Pervane Değerleri ve Sık Çözüm Ağı Durumu



**Şekil 5.** S7371R Pervanesi  $J=0.7$  için Pervane Gerisi İz Durumu (0.2xR)

### 3.2. BB2 Joubert Denizaltı Modeli Direnç ve Nominal İz Değerlerinin HAD ile Tahmini

BB2 Joubert denizaltısının model ölçeğinde analizleri yapılırken 5xL uzunluğunda ve 3xL çapında silindirik bir hacmin içerisine yerleştirilmiştir. Akışın girdiği yüzey silindirde hız girişi olarak tanımlanıp, hız 1.2 m/s olarak girilmiştir, akışın çıkışı basınç çıkışı olarak tanımlanmıştır. Kalan dış yüzey simetri, denizaltı yüzeyi ise duvar olarak tanımlanmıştır (Şekil 6).

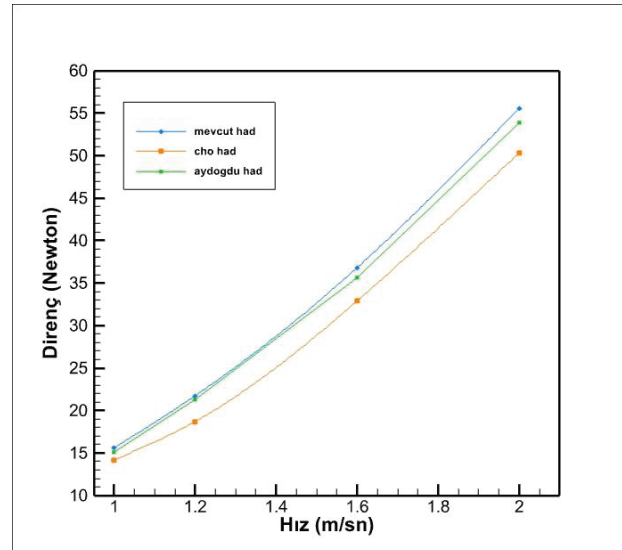


Şekil 6. BB2 Joubert model denizaltısı çözüm ağı

Analiz, sevk noktası hızında,  $4.58 \times 10^6$  Reynolds sayısında,  $y^+ = 50$  seçilerek yürütülmüştür. Farklı çözüm ağı yoğunluklarına göre model ölçeğinde yapılan analiz sonuçları Tablo 5'te sunulmuştur.

Tablo 5. HAD ile elde edilen BB2 Joubert denizaltısının direnç değerleri

Hız 1.2 m/s	Hacim Hücre Sayısı	CFD Analiz Değerleri (N)
		Model Ölçek
Seyrek Ağ Yoğunluğu	$5.7 \times 10^6$	22.103
Orta Ağ Yoğunluğu	$11.2 \times 10^6$	21.676
Sık Ağ Yoğunluğu	$22.0 \times 10^6$	21.581

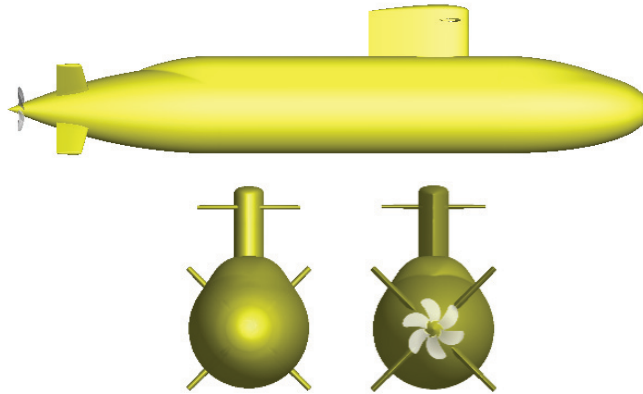


Şekil 7. BB2 Joubert Denizaltı Modelinin direnç değerleri

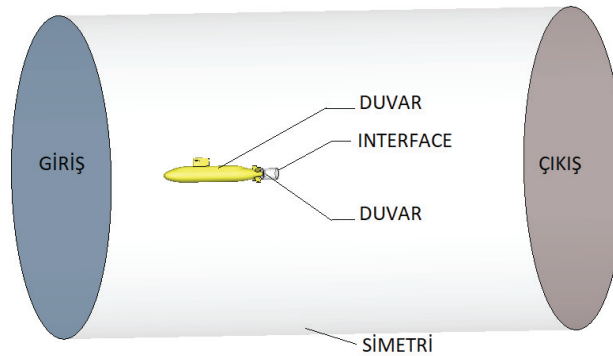
Direnç değerleri literatürde bulunan model ölçeğinde yapılan HAD çalışmaları ile karşılaştırılmıştır (Şekil 7). Cho vd. (2020) tarafında sunulan değerlere göre %12 mertebesinde bir sapma, Aydogdu vd. (2021) tarafından sunulan değerlere göre %3 mertebesinde bir sapma gözlemlenmiştir.

### 3.3. BB2 Joubert Denizaltı Modelinin Sevk Noktasının HAD ile Tahmini

S7371R pervanesi ile sevk edilen BB2 denizaltısının (Şekil 8) yapılan sevk analizlerinde, pervane ve denizaltı modellerinin analizlerinde kullanılan ağ yoğunlukları kullanılmıştır. Pervane için hata payı en düşük olması sebebi ile sık ağ yoğunluğu, denizaltı için orta ağ yoğunluk özellikleri tercih edilmiştir. Pervane hacmi için  $5 \times 10^6$  ve denizaltı hacmi için  $11.5 \times 10^6$  olmak üzere toplamda  $16.5 \times 10^6$  hücre sayısından oluşan bir çözüm ağı oluşturulmuştur. Ağ görünümü Şekil 10'da verilmiştir. Sevk noktasının bulunması için yapılan analizlerde, denizaltının pervane bölümü  $2xD$  uzunluğunda  $1.5xD$  çapında küçük bir silindir blok ile denizaltı ise,  $5xL$  uzunluğunda  $3xL$  çapında büyük bir silindirik blok ile çözüm hacmi oluşturulmuştur. Büyük silindirinde akışın girdiği yüzey hız girişi olarak tanımlanıp  $1.2 \text{ m/s}$  olarak girilmiştir, çıktığı yüzey basınç çıkışı olarak tanımlanmıştır. Denizaltı ve pervane yüzeyleri duvar olarak seçilmiştir. Küçük silindirin yüzeyleri ara yüzey, büyük silindirin kabuğu ise simetri olarak tanımlanmıştır (Şekil 9). Pervane dönme hareketi, küçük silindire MRF yöntemi ile uygulanmıştır.



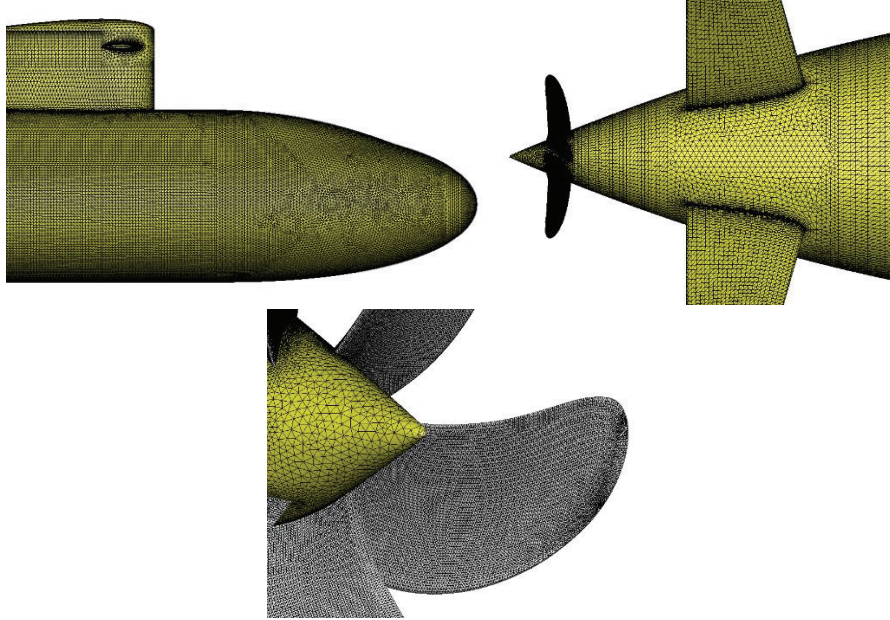
Şekil 8. S7371R pervanesi ile BB2 Joubert denizaltısı



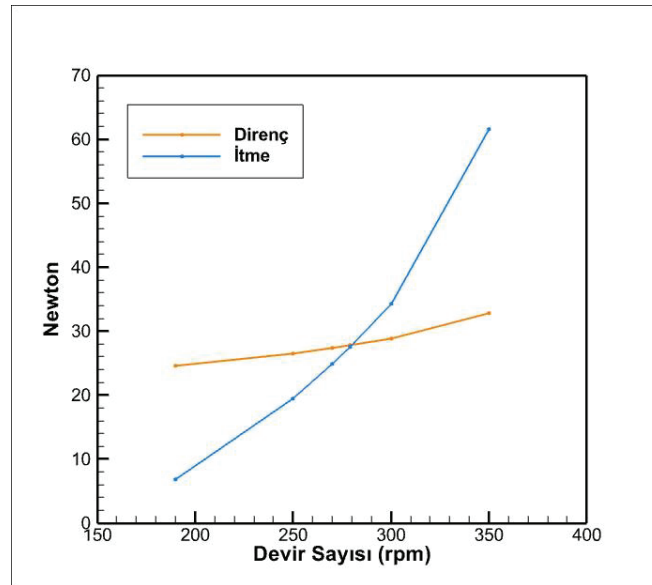
Şekil 9. Pervaneli denizaltı çözüm hacmi görünümü

BB2 Joubert denizaltısının sevk noktasının bulunmasında, değişken yüklü sevk deneyi yöntemi uygulanmıştır (ITTC, 2017). Sabit akış hızında pervane devir sayısı değiştirilerek, pervane itmesinin gemi direncine eşit olduğu nokta belirlenmiştir. Bunun için pervaneli denizaltı modeline akış hızı  $V=1.2 \text{ m/s}$

olarak gönderilmiş ve pervane devri farklı pervane yüklemelerine denk gelecek şekilde tahmini sevk noktasından büyük ve küçük olacak şekilde değiştirilmiştir. Her iki durum için elde edilen pervane itmesi ve denizaltı direnci değerlerinin kesişiminden ortaya çıkan devir değeri sevk noktası olarak belirlenerek bu değer için de analiz yapılmıştır (Şekil 11). Böylece sevk noktası 279 rpm olarak elde edilmiştir. Model ölçeği için sevk noktasındaki itme, direnç ve pervane devir sayıları değerleri Tablo 6'da verilmiştir.



Şekil 10. Pervaneli denizaltı çözüm ağı görünümü



Şekil 11. Sevk noktasının belirlenmesi

Tablo 6. Sevk noktası belirlemek için yapılan analiz sonuçları

n (rpm)	190	250	270	279	300	370
T(N)=	6.7923	19.4907	24.8793	27.5714	34.2976	61.5652
R(N)=	24.5341	26.4908	27.3389	27.7512	28.8438	32.7838



$V=1.2$  m/s hızı için sevk noktasında pervane devri  $n=279$  rpm olarak hesaplanmıştır. Bu değerler için sevk noktasındaki ilerleme hızı  $J_p=0.945$  olarak belirlenmiştir. Aynı devir için itme değeri  $T=27.5714$  N olup moment değeri  $Q=1.33$  Nm'dir. Buradan pervanenin  $K_{TM}$  ve  $K_{QM}$  değerleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$K_{TM} = \frac{T}{\rho * n^2 * D^4} = 0.22998 \quad (1)$$

$$K_{QM} = \frac{Q}{\rho * n^2 * D^5} = 0.04059 \quad (2)$$

Pervanenin denizaltı arkasındaki durumda açık su karakteristiğini belirlemek için bu çalışmada itme benzerliği yaklaşımı kullanılmıştır. Bunun için S7371R pervanesi açık su grafiği üzerinde, sevk durumu için elde edilen  $K_{TP}$  değeri işaretlenmiş ve y eksenine paralel bir dikme çizilmiştir. Bu dikmenin pervane ilerleme katsayısı, tork katsayısı ve verim eğrilerini kestiği noktalar işaretlenip açık su pervane eğrilerinden aşağıdaki gibi okunmuştur (Tablo 7).

**Tablo 7.** S7371R pervanesinin  $K_{TP}$  değeri için açık su pervanesinde okunan değerler

K <sub>TP</sub> değeri için Şekil 4'te okunan değerler	
J <sub>o</sub>	0.606
K <sub>Qo</sub>	0.061
η <sub>o</sub>	0.357

Bu değerler yardımı ile sırasıyla model için Taylor iz katsayısı, itme azalması (Yüzey Sürtünmesi Doğrulaması (F<sub>D</sub>) dahil edilmeden), tekne verimi, bağıl dönme verimi ve sevk verimi aşağıdaki gibi hesaplanır.

Taylor iz katsayısı;

$$w_t = \frac{J_p - J_o}{J_p} = 0.3588 \quad (3)$$

İtme azalması;

$$t = \frac{T_M - R_m}{T_M} = 0.214 \quad (4)$$

formülü ile hesaplanmıştır. Buradan tekne verimi;

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w_t} = 1.2258 \quad (5)$$

Bağıl dönme verimi;

$$\eta_R = \frac{K_{Qo}}{K_{QP}} = 1.4913 \quad (6)$$

Sevk verimi;

$$\eta = \eta_H * \eta_o * \eta_R = 0.6526 \quad (7)$$

olarak bulunmuştur.

#### 4. Tam Ölçek BB2 Denizaltısının Sevk Noktasının Tahmini

Direnç ve sevk karakteristiklerinin tahmini model ölçeğinde elde edilen HAD verilerinden, ITTC Direnç Testi Prosedürü (ITTC, 2011) ve değişken yüklemeli sevk deneyi yöntemlerine (Thomas, 2003) uygun olacak şekilde tam ölçeğe geçiş yapılarak belirlenmiş ve karşılaştırılmıştır.

##### 4.1. Tam Ölçekte Direnç Tahmini

ITTC'nin (ITTC, 2017) prosedürlerine uygun bir şekilde orta yoğunluklu çözüm ağı için model ölçekten gerçek ölçeğe geçilerek tam ölçek için hesaplanan direnç değeri paylaşılmıştır. Model ölçeğin toplam direnç katsayısı ve sürtünme direnci katsayısı Denklem 8 ve Denklem 9'dan elde edilmiştir. Çalışma denizaltı üzerinde gerçekleştirildiği için form faktörü formülündeki dalga direnci katsayısı ihmal edilerek, Denklem 11'deki gibi kullanılmıştır. Buradan elde edilen model ölçek form faktörü değeri gerçek ölçek form faktörü değerine eşit kabul edilerek gerçek denizaltının direnci elde edilmiştir.

Modelin toplam direnç katsayısı ( $C_{TM}$ ),

$$C_{TM} = \frac{R_{TM}}{\frac{1}{2}\rho_M S_M V_M^2} = 4.722 \times 10^{-3} \quad (8)$$

Modelin sürtünme direnç katsayısı ( $C_{FM}$ ),

$$C_{FM} = \frac{0.075}{(\log_{10} Re_M - 2)^2} = 3.536 \times 10^{-3} \quad (9)$$

Form faktörü katsayısı ( $k_M$ ),

$$(1 + k_M) = \frac{C_{TM}}{C_{FM}} = 1.335 \quad (10)$$

Model-gerçek geçişinde yapılan kabuller,

$$k_M = k_S \quad (11)$$

Gerçek ölçek denizaltı direnci ( $R_{TS}$ ),

$$R_{TS} = C_{TS} \frac{1}{2} \rho_S S_S V_S^2 = 87.662 \text{ kN} \quad (12)$$

Burada;

$$C_{TS} = (1 + k) * C_{FS} + \Delta C_F + C_A \quad (13)$$

olarak kullanılmıştır.

##### 4.2. Tam Ölçekte Sevk Noktasının Sadece Değişken Yüklemeli Sevk Deneyi Yöntemine Göre Tahmini

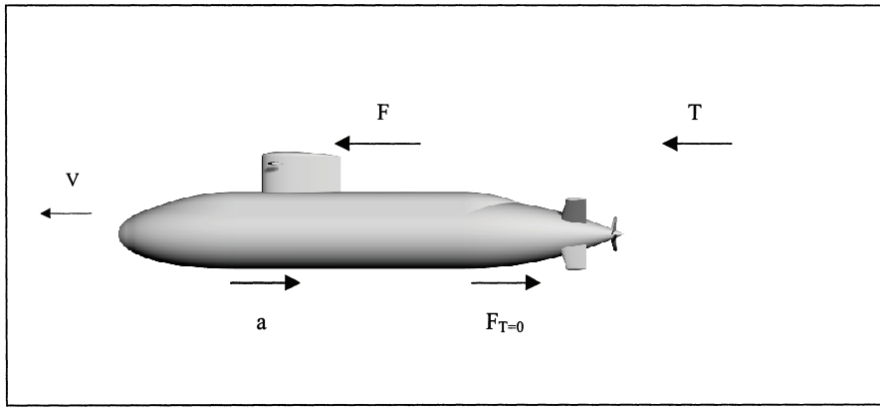
ITTC 1978 güç tahmin yöntemi (ITTC, 2017) gemi ve denizaltıların güç tahmininde yaygınlaştıran bir güç tahmin yöntemidir. ITTC 1978 Yöntemi özellikle pervane gövde etkileşiminin zayıf olduğu durumlarda daha iyi tahminlerde bulunmaktadır. Podlu pervane, nozullu pervane gibi etkileşimin arttığı durumlarda tahminlerde hatalara sebep olabilmektedir. Bu eksikliklerin üstesinden gelmek için, Kracht (1991) ve Schmiechen (1987), yalnızca bir deney setine dayanan değişken yüklemeli sevk deneyi yöntemini önermiştir. Ayrı ayrı pervane açık su deneyi, direnç deneyi ve sevk deneyine ihtiyaç duyan ITTC 1978 Yöntemi'nin aksine değişken yüklemeli sevk deneyi yönteminde sadece pervaneli denizaltının farklı pervane yüklemelerinde yapılan sevk deneyleri verileri kullanılır. Gövde pervane etkileşiminin ölçümü itme azalması katsayısı ile yapılmaktadır. 0.1'den küçük değerler gövde pervane

etkileşiminin düşük olduğunu gösterirken, 0.3 civarındaki değerler güçlü gövde pervane etkileşimini gösterir (Thomas, 2003).

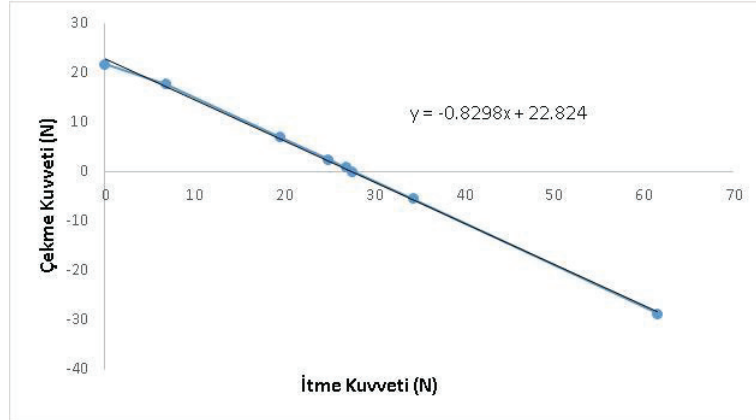
Değişken yüklemeli sevk deneyi yöntemine göre yapılan güç tahmininde kullanılan ve dalmış durumda bir denizaltının üzerine etkiyen kuvvetler Şekil 12’de gösterilmektedir. Burada, V hızında ilerlemekte olan bir denizaltı için T: itme, F: çekme kuvveti,  $F_{T=0}$  : pervane çalışmazken ölçülen direnç ve a: direnç artışıdır.

$$F = -(1-t) + F_{T=0} \quad (14)$$

Denklem 14 çekme kuvveti-itme denklemi olarak verilmektedir (Şekil 13).



Şekil 12. Dalmış bir denizaltı üzerine etkiyen kuvvetler



Şekil 13. Çekme kuvveti- İtme kuvveti

Buradan itme azalması,

$$-(1 - t) = \frac{dF}{dT} = -0.8298 \quad (15)$$

olarak hesaplanır.

ITTC 1978’e göre ise;

$$(1-t) = \frac{T_M + F_D - R_m}{T_M} = 0.683 \quad (16)$$

Buradaki  $F_D$  sürtünme kuvveti düzeltme katsayısı ITTC Sevk Testi kılavuzunda yer aldığı şekilde;

$$F_D = \frac{1}{2} \rho_M V_M^2 S_M [(1 + k)(C_{FM} - C_{FS}) - \Delta C_F] \quad (17)$$



Denklem 15 ve Denklem 16'dan görüldüğü üzere itme azalması iki farklı yöntemle elde edilmiştir. ITTC 1978 yöntemine göre itme azalmasını hesaplayabilmek için hem direnç hem de sevk analizi sonucuna ihtiyaç duyulurken, değişken yüklemeli sevk deneyi yöntemine göre sadece sevk analizi verileri yeterli olmaktadır. Daha önce yapılmış HAD çalışmaları ile karşılaştırıldığında değişken yüklemeli sevk deneyi yönteminin ITTC 1978'e göre daha gerçekçi bir sonuç verdiği görülmektedir (Tablo 8). Değişken yüklemeli sevk deneyi yöntemine göre elde edilen itme azalması değeri daha önceki çalışmalara göre %6.9 sapma ile daha yüksek bir tahminde bulunurken ITTC 1978 yöntemine göre itme azalması tahmini ise %11.9 sapma ile daha düşük bir tahmin yapmaktadır.

Denizaltının sevk noktasında model itmesi;

$$T_M^* = \frac{F_{T=0} - F_D}{1-t} = 24.0655 \text{ (N)} \quad (18)$$

Denizaltının sevk noktasında denizaltının itmesi;

$$T_S^* = T_M^* \lambda^3 \rho_S / \rho_M = 152.365 \text{ (N)} \quad (19)$$

Olarak hesaplanır. Tam ölçekteki denizaltının sevk karakteristikleri model ölçeğinde elde edilen verilerden sadece değişken yüklemeli sevk deneyi yöntemine göre aşağıdaki şekilde tahmin edilmiş ve literatürde verilen deney ve HAD sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Tam ölçek pervane karakteristikleri ölçek etkileri yönünden aşağıdaki şekilde düzeltilmiştir:

$$K_{TS} = K_{TM} - \Delta K_T \quad (20)$$

$$K_{QS} = K_{QM} - \Delta K_Q \quad (21)$$

$$\Delta K_T = -\Delta C_D \cdot 0.3 \cdot \frac{P}{D} \cdot \frac{c \cdot Z}{D} \quad (22)$$

$$\Delta K_Q = -\Delta C_D \cdot 0.25 \cdot \frac{c \cdot Z}{D} \quad (23)$$

Direnç katsayısındaki değişim;

$$\Delta C_D = C_{DM} - C_{DS} \quad (24)$$

Ve burada;

$$C_{DM} = 2 \left( 1 + 2 \frac{t}{c} \right) \left[ \frac{0.044}{Re_{co}^{1/6}} - \frac{5}{Re_{co}^{2/3}} \right] \quad (25)$$

$$C_{DS} = 2 \left( 1 + 2 \frac{t}{c} \right) \left[ 1.89 + 1.62 \cdot \log \frac{c}{k_p} \right]^{-2.5} \quad (26)$$

Tam ölçekteki denizaltının düzeltilmiş iz değeri;

$$w_{TS} = (t + w_R) + (w_{TM} - t - w_R) \frac{(1+k)C_{FS} + \Delta C_F}{(1+k)C_{FM}} \quad (27)$$

Olarak hesaplanmış ve ilerleme katsayısı;

$$J_S = J_M \frac{(1-w_M)}{(1-w_S)} \quad (28)$$

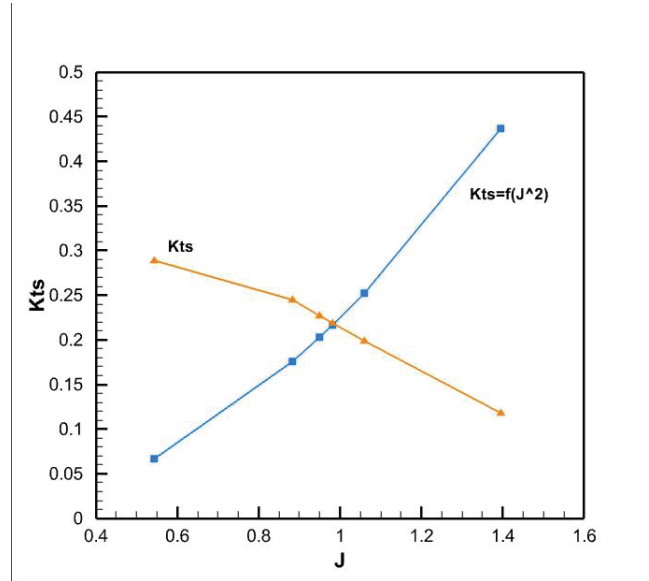
Formülü ile düzeltilmiştir. Model gerçek denizaltıya göre çok daha düşük bir Reynolds sayısında test edildiğinden model pervaneye gelen akış hızı ( $V_A$ ) gerçek denizaltıdaki pervaneye gelen akış hızından daha düşüktür. Böylece gerçek denizaltıdaki iz katsayısı model pervanedekine göre daha düşüktür. Bundan dolayı denizaltı sevk noktasındaki model itmesine denk gelen pervane yüklenme katsayısı gerçek geminkine göre daha yüksek olmaktadır. Bu model pervane veriminin gerçek geminin arkasındaki pervanenin veriminden daha düşük olmasına neden olur. Bu etkiyi düzeltmek için tam ölçek için ilerleme katsayısı denklem 28'deki gibi düzeltilir (Thomas, 2003). Buradan  $K_{TS}$ ,  $K_{QS}$  ve  $J_S$  çizdirilmiş ve  $J_S^2$ 'nin fonksiyonu olacak şekilde ek bir  $K_{TS}$  eğrisi daha eklenmiştir. Burada;

$$K_{TS} = \frac{T_S^*}{\rho_S D_S^2 V_S^2} J_S^2 \quad (29)$$

İki  $K_{TS}$  eğrisinin kesişimi denizaltının tam ölçekteki sevk noktasını vermektedir (Şekil 14). Bu noktadan ölçülen okunan  $K_{TS}$  ve  $J_S$  değerleri tam ölçek için sevk karakteristiklerinin hesabında kullanılmaktadır. Bunlar;

$$n_S = \frac{V_S}{J_S D_S} \quad (30)$$

$$Q = \rho_S n_S^2 D_S^5 K_{QS} \quad (31)$$



Şekil 14. Tam ölçekte denizaltının sevk noktası

## 5. Sonuçlar

Özellikle askerî açıdan stratejik önemi olan denizaltıların hidrodinamik formunun ve sevk veriminin denizaltıların seyir süresi oranında önemli bir etkisi mevcuttur. Belirli bir hız ve enerji kapasitesi ile daha uzun seyir süresi için daha verimli form tasarımları önem kazanmaktadır. Tasarlanan formların ve pervanelerinin sevk karakteristiklerinin belirlenmesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri günümüzde yaygın olarak kullanılan etkili bir yöntemdir.

Bu çalışmada, S7371R denizaltı pervanesi ile sevk edilen Joubert BB2 denizaltısının model ölçeğindeki direnci ve sevk karakteristikleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri ile hesaplanmıştır. Sevk noktasının tayini ile denizaltı formuna has Taylor iz katsayısı, itme azalması, tekne verimi, bağlı dönme

verimi ve bunlara bağılı sevk verimi ifadeleri hesap edilmiştir. Hesaplamalarda RANS denklemleri zamandan bağımsız şekilde k-w SST viskoz akış modeli ve 16.5 milyonluk ağ yoğunluğu ile çözülmüş denizaltı direnci, pervane açık su karakteristikleri ve sevk karakteristikleri elde edilmiştir. Daha sonra model ölçeğinden tam ölçeğe değışken yüklemeli sevk deneyi yöntemi kullanılarak geçilmiş ve literatürde verilen değerler ile karşılaştırılmıştır.

Elde edilen değerlerin daha önce literatüre sunulmuş deneysel değerler ve HAD sonuçları ile uyum içinde olduğu görülmüştür. Tablo 8’de bu çalışmada hesaplanan değerlerin, Carrica vd. (2016)’da elde edilen deney sonuçları ve HAD sonuçlarına göre sapma miktarları verilmiştir. Değerlerin sevk noktasındaki pervane devri için deneye göre %0.3, HAD’ne göre % 3 sapma miktarı ile elde edildiği görülmektedir. İtme azalması ise %6,9 sapma miktarı ile yakın bir değer bulunmuştur. İtme değeri deney ve HAD’ye göre sırası ile %5.7 ve %1.3 hatalı olarak bulunmuştur. Tork değeri deney ve HAD’ye göre sırası ile %5.4 ve %5.4 hatalı olarak bulunmuştur. Daha önce literatüre sunulan deney ve HAD sonuçları ile olan karşılaştırmadan sadece değışken yüklemeli sevk deneyi yöntemi kullanılarak tam ölçek için denizaltının sevk performansının yüksek mertebede bir doğruluk ile tahmin edilebildiği görülmektedir. Daha sonraki çalışmalarda farklı tahmin yöntemleri kullanılarak tam ölçeğe geçilmesi planlanmaktadır.

**Tablo 8.** S7371R pervaneli BB2 denizaltısının sevk noktasının literatür ile karşılaştırılması

	Kendi Kendini İtme Notası					Sapma Miktarı (%)	
	Deney (Carrica vd. 2016)	HAD 1 (Carrica vd. 2016)	HAD 2 (Carrica vd. 2016)	HAD 3 (Carrica vd. 2016)	HAD (Mevcut Çalışma)	Deneye göre	HAD 1’e göre
İtme ( $T_s$ )	161.5	154.4	157.2	156.3	152.4	5.7	1.3
Tork ( $Q_s$ )	130.6	130.7	131.2	136.8	137.7	5.4	5.4
İtme Katsayısı ( $K_T$ )	0.228	0.234	0.219	0.215	0.227	0.4	2.9
Tork Katsayısı ( $K_Q$ )	0.369	0.387	0.366	0.370	0.390	5.7	0.7
İtme azalması (1-t)	-	0.776	0.765	-	0.829	-	6.9
Pervane devri (rpm)	63.1	61	63.5	64.2	62.9	0.3	3

## Referanslar

Groves, N.C., Huang T.T., ve Chang, M.S., "Geometric Characteristics of DARPA Suboff Models", David Taylor Research Center, Ship Hydromechanics Department , Report Number DTRC/SHD-1298-01, 1989.

Huang T., Liu H. ve Groves N., "Experiments of DARPA Suboff Program", David Taylor Research Center, Ship Hydromechanics Department, Report Number DTRC/SHD-1298-02, 1989.

Crook, L.B., "Resistance for DARPA Suboff as Represented by Model 5470", DTRC/SHD-1298-07, 1990.

- Roddy, R.F., "Investigation of the Stability and Control Characteristics of Several Configurations of the DARPA Suboff Model (DTRC 5470) from Captive-Model Experiments, DTRC/SHD-1298-08, 1990.
- Liu, H. ve Huang T., "Summary of DARPA Suboff experimental program data", Report Number CRDKNSWC/HD-1298-11, 1998.
- Di Fellice F., Felli M., Liefvendahl M. ve Svennberg U., "Numerical and Experimental Analysis of the wake behavior of a Generic Submarine Propeller", First International Symposium on Marine Propulsors, Trodheim, Norway, 2009.
- Alin, N., Bensow, R., Fureby, C. ve Huuva, T., "Current Capabilities of DES and LES for Submarines at Straight Course", Journal of Ship Research, Vol. 54 ,s.184-196, 2010.
- Alin, C., Chapius, M., Fureby, C., Liefvendahl, M., Svennberg, U. ve Troeng, C., "A Numerical Study of Submarine Propeller- Hull Interactions", 28th Symposium on Naval Hydrodynamics, Pasadena, A.B.D., 2010
- Liefvendahl, M., Troeng, C., "Computation of Cycle-to-cycle Variation in Blade Load for a Submarine Propeller using LES", Second International Symposium on Marine Propulsors, Hamburg, 2011.
- N. Chase and P. M. Carrica, "Submarine propeller computations and application to self-propulsion of DARPA Suboff," Ocean Eng., vol. 60, pp. 68–80, 2013, doi: 10.1016/j.oceaneng.2012.12.029.
- Ozden M. C. , Gurkan A. Y. , Ozden Y. , Canyurt T. G. , Korkut E., " Underwater radiated noise prediction for a submarine propeller in different flow conditions", Ocean Engineering, cilt.126, ss.488-500, 2016.
- A. Özden, Y., Çelik, F., " Denizaltı Kıç Koniklik Açısının Ve Boy-Genişlik Oranının Tekne Verimi Üzerine Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi", Gemi ve Deniz Teknolojisi, sa.208, ss.71-87, 2017.
- S. Sezen, A. Dogrul, C. Delen, and S. Bal, "Investigation of self-propulsion of DARPA Suboff by RANS method," Ocean Eng., vol. 150, no. July 2017, pp. 258–271, 2018, doi: 10.1016/j.oceaneng.2017.12.051.
- O. K. Kinaci, M. K. Gokce, A. D. Alkan, and A. Kukner, "On self-propulsion assessment of marine vehicles," Brodogradnja, vol. 69, no. 4, pp. 29–51, 2018, doi: 10.21278/brod69403.
- A. Özden Y. , Özden M. C. , Demir E., Kurdoğlu S., "Experimental and Numerical Investigation of DARPA Suboff Submarine propelled with INSEAN E1619 Propeller for Self-Propulsion", Journal Of Ship Research, cilt.63, sayı 4, ss.235-250, 2019.
- Sezen, S., Delen, C., Dogrul, A., Atlar, M., "An investigation of scale effects on the self-propulsion characteristics of a submarine", Applied Ocean Research 113, 2021, doi:10.1016/j.apor.2021.102728.
- Joubert, P.N., "Some Aspects of Submarine Design Part 1", Australia Defence Science and Technology Organisation Report DSTO-TR-1622, 2004.
- Joubert, P.N., "Some Aspects of Submarine Design Part 2", Australia Defence Science and Technology Organisation Report DSTO-TR-1920, 2006.
- Quick, H. ve Woodyatt, B., "Experimental Testing of a Generic Submarine Model in the DSTO Low Speed Wind Tunnel", Defence Science and Technology Organisation, DSTO-TN-1274, Mart 2014.
- Toxopeus, S.I., "SHWG Collaborative Exercise: BB1", MARIN Report No. 24784-3-RD, Ekim 2013.



Toxopeus, S.I. Quadvlieg, F. ve Kerkvliet, M., "SHWG Collaborative Exercise: Part 6: Generic Submarine Hydrodynamics BB2, MARIN Informal document", Eylül 2017.

P. M. Carrica, M. Kerkvliet, F. Quadvlieg, and J. E. Martin, "CFD Simulations and Experiments of a Maneuvering Generic Submarine and Prognosis for Simulation of Near Surface Operation," 31st Symp. Nav. Hydrodyn. (ONR), Monterey, CA, no. September, pp. 11–16, 2016.

P. M. Carrica, Y. Kim, and J. E. Martin, "Near-surface self propulsion of a generic submarine in calm water and waves," *Ocean Eng.*, vol. 183, no. May, pp. 87–105, 2019, doi: 10.1016/j.oceaneng.2019.04.082.

R. Skejic and M. Greve, "On the Added Resistance of Underwater Vehicles in Close Proximity to Regular Waves" Conference: Warship 2017: Naval Submarines & UUVsAt: Bath, UK, June 2017.

B. Overpelt, B. Nienhuis, and B. Anderson, "Free Running Manoeuvring Model Tests On A Modern Generic SSK Class Submarine (BB2)," *Pacific Int. Marit. Conf.*, 2015.

M. Pontarelli, J. E. Martin, and P. M. Carrica, "Dynamic Instabilities in Propeller Crashback," *Proc. Fifth Int. Symp. Mar. Propulsors*, vol. 1, no. June, 2017.

Y. J. Cho, W. Seok, K. H. Cheon, and S. H. Rhee, "Maneuvering simulation of an X-plane submarine using computational fluid dynamics," *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, vol. 12, pp. 843–855, 2020, doi: 10.1016/j.ijnaoe.2020.10.001.

B. Aydogdu, A. Dogrul, and F. Cakici, "Resistance Analyses Of Joubert BB2 Benchmark," 2nd international congress on ship and marine technology (GMO- SHIPMAR 2021), pp. 1–10, Istanbul 2021.

ITTC, "Recommended Procedures and Guidelines, Propulsion/Bollard Pull Test", Revision 05, 7.5 - 02, 03 - 01.1, 2017.

ITTC, "Recommended Procedures and Guidelines, Resistance Test", Revision 03, 7.5 - 03, 02 - 03, 2011.

Thomas, R., "Performance Evaluation of the Propulsion System for the Autonomous Underwater Vehicle C-Scout", Master Thesis, Memorial University of Newfoundland, Ağustos 2003.

ITTC, "1978 ITTC Performance Prediction Method", 7.5-02-03-01.4, 2017.

Schmiechen M., "Wake and Thrust Deduction from Quasisteady Ship Model Propulsion Tests Alone", VWS Report no. 1100/87, 1987, Almanya.

Kracht, A.M., "Load Variation Tests Improve the Reliability of Ship Power Predictions Based on Model Test Results", *Schiffstechnik* 38, 1991, Almanya.

# Kayıcı Teknelerde Minimum Direnç için Optimum Trim Açılarının Savitsky Yöntemi ile Belirlenmesi

Enes Sancak <sup>1</sup>, Ferdi Çakıcı <sup>2</sup>

<sup>1,2</sup> Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye

<sup>1</sup> navysnck@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8575-6944

<sup>2</sup> (sorumlu yazar), fcakici@yildiz.edu.tr, 0000-0001-9752-1125

## ÖZET

Bu çalışmada, kayıcı bir teknenin toplam direncinin minimizasyon problemi geniş bir Froude sayısı aralığı için incelenmiştir. Optimum boy-en oranı ve dolayısıyla teknenin dinamik trim açılarını hesaplamak için Savitsky yönteminden yararlanılmıştır. İlk olarak, Savitsky yöntemi ile tekneye ait boy-en oranları, dinamik trim açıları ve toplam dirençler hesaplanmıştır. Daha sonra, her bir tekne hızı için boy-en oranları kademeli olarak değiştirilerek minimum direnç kuvvetleri ve dolayısıyla dinamik trim açıları hesaplanmıştır. Ardından, optimum trim açılarını bulmak için gereken trim momentleri hesaplanmıştır. Bütün hesaplamalar, Python programı kullanılarak yapılmıştır. Sonuçlar, trim tab kullanımının toplam direnci takriben 20% oranına kadar düşürebileceğini göstermektedir. Minimum direnç için elde edilen trim tab açıları şekillerle ve tablolarla gösterilmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Kayıcı Tekneler, Savitsky Yöntemi, Trim Tab, Python

**Makale geçmişi:** Geliş 15/06/2021 – Kabul 01/10/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.951371>

# Determination of the Optimum Trim Angle of a Planing Hull for Minimum Drag Using Savitsky Method

Enes Sancak <sup>1</sup>, Ferdi Çakıcı <sup>2</sup>

<sup>1,2</sup> Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Naval Architecture and Maritime Faculty, Yıldız Technical University, İstanbul, Turkey

<sup>1</sup> navysnck@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8575-6944

<sup>2</sup> (corresponding author), fcakici@yildiz.edu.tr, 0000-0001-9752-1125

## ABSTRACT

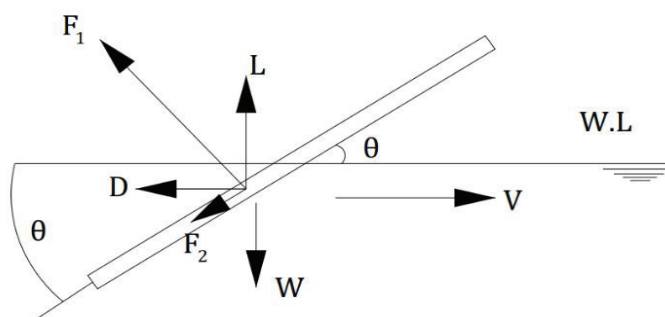
In this paper, the minimization problem of the total resistance of a planing hull is studied for a wide range of Froude numbers. The Savitsky method is utilized to calculate optimum aspect ratios and dynamic trim angles of the hull. First, the aspect ratios, dynamic trim angles, and the total resistances of the hull are calculated with the Savitsky method. Then, the minimum drag forces are computed for each vessel speed by changing the aspect ratios systematically. Then, the required trim moments are calculated to find the optimum trim tab angles. The entire calculations are performed by using a Python program. The results showed that trim tabs can reduce the total drag up to 20% approximately. The obtained trim tab angles for minimum drag are demonstrated with figures and tables.

**Keywords:** Planing Hull, Savitsky Method, Trim Tab, Python

**Article history:** Received 15/06/2021 – Accepted 01/10/2021

## 1. Introduction

Conventional displacement forms could not match the requirements of planing hulls due to their high resistance and inefficiency, during the 19<sup>th</sup> century. Therefore, Reverend C. M. Ramus has taken one of the first steps to solve this phenomenon by designing a flat-bottomed model that was just under 1 m (3 ft 3 in.) in length but had one step in 1873 [Clark, 2009]. This model was submitted to Royal Admiralty and tested at the Ship Model Testing Tank at Torquay by William Froude (Cane, 1951). Also, Froude has derived expressions for the forces developed on a flat plate. Figure 1 shows normal force ( $F_1$ ), tangential force ( $F_2$ ), lift ( $L$ ), drag ( $D$ ), weight ( $W$ ), velocity ( $V$ ), due to the movement of the flat plate with planing trim ( $\theta$ ) on the surface of the water.



**Figure 1.** Forces on a planing surface with trim

Primary experiments on planing crafts were carried out by Baker for Hydro-Aeroplanes in 1910 (Baker, 1912). Following experiments were done in Germany by Sambraus and Sottorf, in order to find out the characteristics of planing crafts (Sambraus and Sottorf, 1938). After these works, the cornerstone study of this phenomenon was conducted by Savitsky in USA. He joined Davidson Laboratory in 1947 as a project engineer and following through his career, he would rise to director of the laboratory. During his productive career, he directed research on high-speed marine crafts and was active in expanding analytical techniques and developing unique capabilities for testing a variety of marine vehicles, especially planing crafts. He published a significant technical report which is known as the "Savitsky Method" which predicts the horsepower requirements for planing crafts in 1964 (Savitsky, 1964). The report includes and describes the aspects of the Savitsky Method such as fundamental hydrodynamic characteristics of planing surfaces and definition of planing surface lift, drag, wetted area, pressure distributions and center of pressure, trim angle, deadrise angle, aspect ratio, and wake shape.

Additional studies on planing surfaces with trim flaps, on both experimental and theoretical analysis were conducted by Brown in the Davidson Laboratory as well (Brown, 1971). Furthermore, Savitsky and Brown's study about the effects of controlling trim tabs was published in 1976 (Savitsky and Brown, 1976). Thence, the field of trim control systems became reputed and many other experiments and studies were conducted on planing crafts.

When the very recent literature is surveyed on the trim tabs and their usage on planing hull design, it is seen that the number of numerical studies is numerous. For example, the parametric study with two different models, was carried out on the effects of trim tabs on running trim and resistance of planing hulls by Ghadimi et al (2014). Ertogan et al. (2017) presented an optimal trim control study utilizing dynamic modelling of trim of the craft with the help of sea trial data. In their study, they used system identification techniques and artificial neural network modelling. Amoroso et al. (2018)

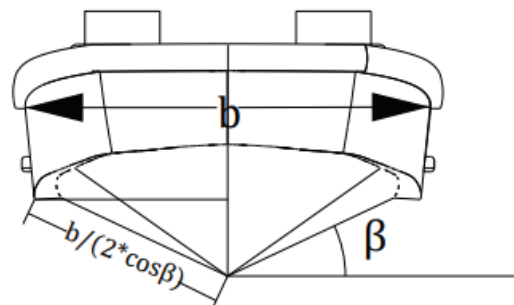


investigated the optimum trim curve for minimum resistance for sailing yachts numerically. Ghassemi et al. (2019) proposed a mathematical model based on the Savitsky method to find the optimum trim angle in terms of the total resistance by using trim tab mechanisms. In the study of Jokar et al. (2020), the dynamic stability problem of a planing hull was solved by a pneumatically driven trim tab applied to the transom of the vessel. The linear quadratic regulator (LQR) control approach was used to control the boat. Ashkezari and Moradi (2021) presented the evaluation of the hydrodynamic effects of stern wedges on the stability of a planing hull. In their study, a high-fidelity computational fluid dynamics method was used to examine the effects of stern wedges on resistance and stability.

In the present paper, the phenomenon of reducing the total drag of planing vessel is studied for a wide range of Froude numbers. Firstly, minimum drags are calculated at each hull speed by finding the optimal hull aspect ratio and dynamic trim angle. Then the trim tab direction and angle are obtained according to calculated trim moments for optimal dynamic trim angles. The Savitsky method is utilized to calculate the optimum parameters of the vessel for resistance. The effects of trim tabs on the performance of a planing vessel are investigated.

## 2. Planing Hull Model and Trim Tab

This study is conducted on the planing hull model with a constant deadrise angle and a trim tab with a constant length of span and chord. Also, the hull form is investigated in detail by the lecture notes of David Clarke (2009). The main specifics of the planing vessel and trim tab are listed in Table 1, the deadrise angle of a planing hull is shown in Figure 2 and a 3D view of the vessel is shown in Figure 3.



**Figure 2.** Deadrise angle ( $\beta$ ) of a planing hull



**Figure 3.** 3D model of the planing vessel

## 3. Savitsky Method

Savitsky method is a widely used approach to predict the planing hull resistance. For this reason, the formulae used in this study are based on the Savitsky method (Savitsky, 1964). The first assumption is the fact that the planing hull is in a condition of a steady-state which implies there is no acceleration

in any direction. The total resistance values of the model for 12 different constant vessel speeds are calculated. The speed range is changing between 4 m/s and 26 m/s with an interval of 2 m/s. Therefore, the analyses are done between 0.303 and 1.964 Froude numbers (Fn) with the equations stated below.

**Table 1.** Dimensions of the planing hull & trim tab

Parameter	Definition	Value	Unit
L	length of the hull	17.678	m
$\nabla$	displacement volume	26.515	m <sup>3</sup>
LCG	longitudinal center of gravity from the transom	8.839	m
b	beam	4.267	m
$\sigma b$	length of the trim tab span	4.267	m
$\beta$	deadrise angle	10	deg
L <sub>f</sub>	length of the trim tab chord	1.067	m

Froude number used in the study is based on the length and the total lift coefficient ( $C_{L\beta}$ ) is as given:

$$Fn = \frac{V}{\sqrt{g * L}} \quad (1)$$

$$C_{L\beta} = \frac{\Delta}{\frac{1}{2} * \rho * V^2 * b^2} \quad (2)$$

where:  $\Delta$  = displacement force,  $\rho$  = density of water,  $V$  = hull speed and  $g$  = gravity constant.

The speed coefficient ( $C_v$ ) (Equation 3) is the significant factor to calculate the resistance of the hull. The total lift coefficient of a hull without deadrise angle ( $C_{L0}$ ) is the sum of the dynamic lift coefficient and buoyant lift coefficient as proposed in Savitsky method. So,  $C_{L0}$  can be found iteratively with the help of Equation 4:

$$C_v = \frac{V}{\sqrt{g * b}} \quad (3)$$

$$C_{L0} = C_{L\beta} + 0.0065 * \beta * C_{L0}^{0.6} \quad (4)$$

where  $\beta$  in degree.

The trim angle ( $\tau$ ) and aspect ratio ( $\lambda$ ) are required to calculate the total resistance of the planing hull. Throughout the study, the longitudinal center of gravity (LCG) is constant, so, the longitudinal center of pressure (LCP) is constant as well at the equilibrium state for each hull speed, therefore  $LCG = LCP$ . According to the Savitsky method, the aspect ratio of planing hull at each speed can be calculated iteratively by following formula Equation 5:

$$\frac{LCG}{b} * \frac{1}{\lambda} = 0.75 - \frac{1}{\frac{5.236 * C_V^2}{\lambda^2} + 2.40} \quad (5)$$

On the other hand, the dynamic trim of planing hull can be readily computed by Equation 6:

$$C_{L0} = \tau^{1.1} * \left( 0.0120 * \lambda^{0.5} + \frac{0.0055 * \lambda^{2.5}}{C_V^2} \right) \quad (6)$$

The total friction coefficient ( $T_{Cf}$ ) (Equation 10) can be calculated after the friction coefficient ( $C_f$ ) (Equation 9) of the hull which is based on the ITTC-1957 friction line is found and the surface roughness correction ( $\Delta * C_f = 0.0004$ ) is applied. The friction coefficient of the hull is obtained with the use of average bottom velocity ( $V_1$ ) (Equation 7) and Reynolds number ( $R_n$ ) (Equation 8).

$$V_1 = \left( 1 - \frac{0.012 * \tau^{1.1}}{\lambda^{0.5} * \cos \tau} * \left( 1 - \frac{0.0065 * \beta}{C_{L0}^{0.4}} \right) * \cos \beta \right)^{0.5} * V \quad (7)$$

$$R_n = \frac{V_1 * \lambda * b}{\nu} \quad (8)$$

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = 3.46 * \log(R_n) - 5.6 \quad (9)$$

$$T_{Cf} = \Delta * C_f + C_f \quad (10)$$

where the kinematic viscosity is ( $\nu$ ) =  $1.356 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ .

The total resistance of the planing hull ( $D$ ) (Equation 12) can be calculated after friction drag ( $D_f$ ) (Equation 11) is obtained.

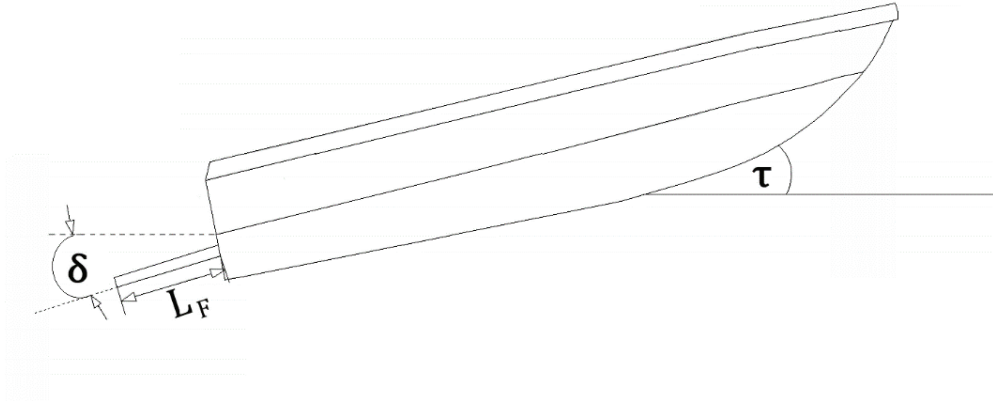
$$D_f = \frac{1}{2} * \rho * V_1^2 * \lambda * b^2 * \cos \beta * (C_f + \Delta C_f) \quad (11)$$

$$D = \Delta * \tan \tau + \frac{D_f}{\cos \tau} \quad (12)$$

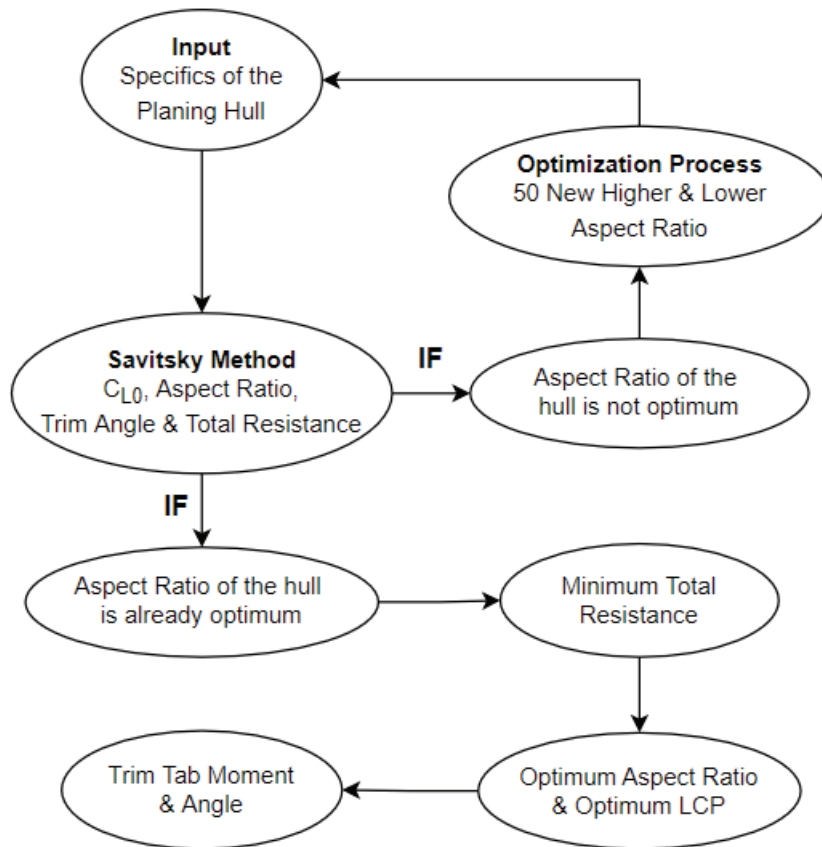
### 3. Optimization Study and Finding Required Trim Tab Moments and Angles

Trim tabs are functional to reduce the total resistance of the planing hull and change the running trim especially for better seaworthiness and avoid a state of porpoising. In the study, the planing model with trim tab is analyzed for this purpose and entire calculations are performed by using a code developed in Python program.

Figure 4 shows the side view of the planing hull with trim tab deflection angle ( $\delta$ ), trim angle ( $\tau$ ), length of the trim tab chord ( $L_F$ ). On the optimization process, Savitsky method is used in the code for the planing hull with trim tab.



**Figure 4.** Side view of planing hull



**Figure 5.** Flowchart of the computational process

The longitudinal center of pressure of the hull (LCP) can be changed with trim tab moment. When the equilibrium is stated with the same location for the longitudinal center of gravity and longitudinal center of pressure, the planing hull does not require a moment by the trim tab. However, this situation is unusual in practice. A flowchart of the computational process is given in Figure 5. As seen



from Figure 5, for each planing hull speed the optimum aspect ratio is calculated for minimum hull resistance. Then, the corresponding trim angle and optimum LCP of the hull are found. Therefore, at each hull speed, the optimum location of ( $LCP_{opt}$ ) is known. In Figure 5, if the aspect ratio of the hull is already optimum then the process answer will be 'no' then it will be terminated. On the other hand, if the aspect ratio of the hull is not optimum then the process answer will be 'yes' then the optimization process will start.

The detailed process is given as follows. The aspect ratios for each speed are changed gradually and this modification is analyzed for the maximum range of solutions. The new aspect ratios are varied within the range of 50 higher and 50 lower values around the original aspect ratios. For minimum drag, this range is searched since the required direction of the trim tab lift is not known at this stage. Then, all values such as the dynamic trim angles and the total drag of the hull are calculated with Savitsky method. The minimum total resistance for each hull speed is selected. Next, optimum LCP is found. The same calculation process is repeated for the defined hull speed range.

The required moment of the trim tab ( $M_F$ ) (Equations 13 and 15) can be obtained by multiplying the lift of the trim tab ( $L_T$ ) (Equation 14) with the center of the lift force. The location of the lift force center ( $x_{cp}$ ), assumed to be  $x_{cp} = 0.25 * L_f$  from the leading edge of the trim tab. For this study 2D trim tab lift coefficient ( $C_{L,2D}$ ) (Equation 17) which is the ratio of 3D trim tab lift coefficient ( $C_{L,3D}$ ) (Equation 16) is included in the calculation (Cakici et al., 2018).

$$M_F + \Delta * (LCP_{opt} - LCG) = 0 \quad (13)$$

$$L_T = \frac{1}{2} * \rho * V^2 * L_f * C_{L,3D} * b * \delta \quad (14)$$

$$M_F = L_T * [x_{cp} + LCG] \quad (15)$$

$$C_{L,3D} = \frac{C_{L,2D}}{1 + \frac{2}{AR}} \quad (16)$$

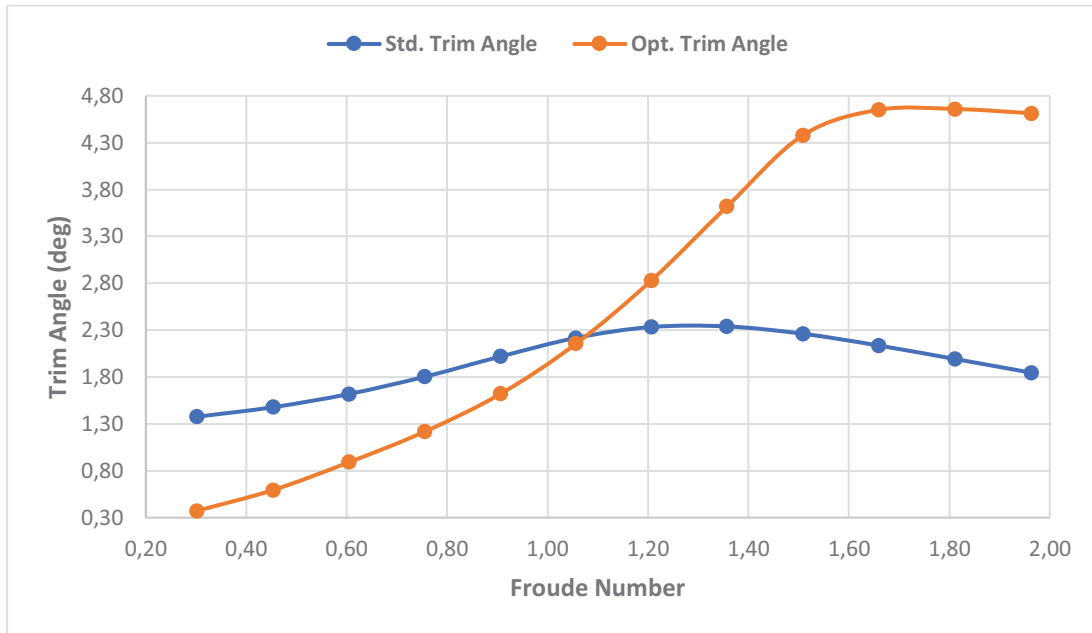
$$C_{L,2D} = \frac{\pi^2}{90} \quad (17)$$

where:  $AR = \frac{\sigma b}{L_f}$

It should be noted that if  $LCP_{opt}$  is greater than LCG,  $M_F$  becomes negative (clockwise direction, negative direction) and the trim tab produces lift downwards, so dynamic trim of the hull is increased. If  $LCP_{opt}$  is lower than LCG,  $M_F$  becomes positive (counter-clockwise direction, positive direction) and the trim tab produces lift upwards, so dynamic trim of the hull is decreased.

### 3. Results

The optimum trim angles for planing hull with trim tab and the standard trim angles for planing hull without trim tab, within hull speed limits are calculated and presented in Figure 6.



**Figure 6.** Trim angle vs. Froude number

It is found that optimum longitudinal center of pressure from the transom ( $LCP_{opt}$ ) for the planing hull speeds less than approximately 15 m/s ( $F_n = 1.132$ ) are decreased in value while they are increased for the hull speeds more than 15 m/s.

**Table 2.** Trim tab moments, deflection angles, standard and optimum trim angles of the planing hull in different hull speeds

Direction of Trim Tab Force	Hull Speed (m/s)	Froude Number	Trim Tab Moment (kN*m)	Trim Tab Deflection Angle (deg)	Std. Trim Angle of Planing Hull (deg)	Opt. Trim Angle of Planing Hull (deg)
↑	4.0	0.303	1,777	71.38 (+)	1.377	0.374
	6.0	0.454	1,084	19.36 (+)	1.479	0.595
	8.0	0.605	624	6.26 (+)	1.620	0.892
	10.0	0.756	367	2.36 (+)	1.804	1.219
	12.0	0.906	191	0.85 (+)	2.019	1.621
	14.0	1.057	25	0.08 (+)	2.218	2.156
↓	16.0	1.207	197	0.49 (-)	2.334	2.832
	18.0	1.358	570	1.13 (-)	2.340	3.621
	20.0	1.509	1,079	1.73 (-)	2.261	4.381
	22.0	1.660	1,425	1.89 (-)	2.135	4.651
	24.0	1.812	1,638	1.83 (-)	1.991	4.659
	26.0	1.964	1,793	1.70 (-)	1.846	4.614

With this study, the required optimum trim tab moment values with trim tab force directions, required trim tab deflection angles, standard trim angles and optimum trim angles of the planing hull are analyzed through various hull speeds and showed in Table 2. In Eqs. 13, the optimal position of the pressure center is found with optimum dynamic trim angle and hull aspect ratio. According to Eqs. 13, the required trim tab moments at each vessel speed are calculated and given in Table 2.

According to the optimal center of pressure whether toward to fore or aft of the hull, the direction of the trim tab is determined.

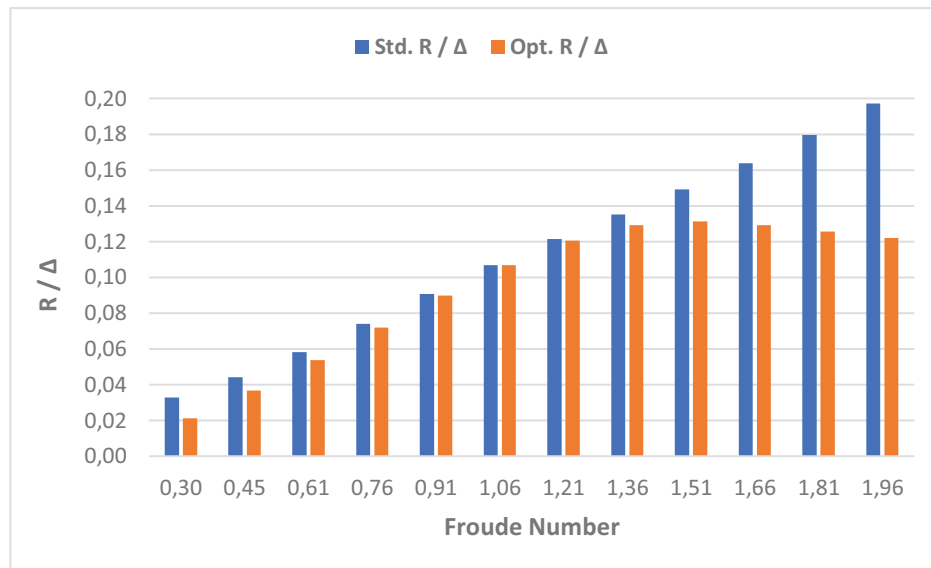


Figure 7.  $R/\Delta$  vs. Froude number

#### 4. Conclusion

In this paper, the determination of optimum trim angle of a planing hull form for minimum drag with is studied and programmed with the Python language. The model is analyzed with and without a trim tab. First, aspect ratios, dynamic trim angles, and the total resistances of the hull are calculated within the range of planing hull speed limits (from 4 m/s to 26 m/s). Then, optimum aspect ratios are found by choosing the calculated minimum total resistance of the planing hull within the range of a hundred new aspect ratios. Finally, required trim moments are calculated and optimum trim angles of the planing hull are found. The optimum (with trim tab) and standard (without trim tab) trim angle of the planing hull are observed (Please see Figure 6 and Table 2).

For very high speeds ( $F_n > 1.509$ ), the optimum trim angle is observed at more than 4.5 degrees. Although the trend of drag reduction seems attractive, it is not a good sign when the other parameters such as porpoising, lack of visibility are taken into consideration. The total resistance reduction of the planing hull is varied between the maximum value of 38.2% ( $F_n = 1.96$ ) and the minimum value of 0.021% ( $F_n = 1.06$ ) (please see figure 7). Therefore it is concluded that the use of the trim tab is found effective for the entire speed range. Overall, the results showed that trim tab usage for planing hulls is adequate to reduce the total drag up to 20% approximately. This study is performed by using Savitsky method that is known as a low fidelity method since it is semi-empirical. In future works, it is planned to use high fidelity computational fluid dynamics to solve the flow around the planing hull.

#### 5. References

Amoroso C.L, Liverani A., Caligiana G. (2018). Numerical investigation on optimum trim envelope curve for high performance sailing yacht hulls. *Ocean Engineering*, Vol. 163, PP. 76-384.

Ashkezari A.Z., Moradi M. (2021). Three-dimensional simulation and evaluation of the hydrodynamic effects of stern wedges on the performance and stability of high-speed planing monohull craft. *Applied Ocean Research*, Vol.110, 102585.

Baker G. S., (1912). Some Experiments in Connection with Design of Floats for Hydro-Aeroplanes, ARC (British) R & M, no. 70.

Brown P., (1971). "An Experimental and Theoretical Study of Planing Surfaces with Trim Flaps", Davison Laboratory Report 1463, Stevens Institute of Technology, Hoboken, NJ, USA.

Cane Du P. (1951). "High Speed Small Craft", Temple Press, London.

Cakici F., Yazici H., Alkan A. D., (2018). Optimal control design for reducing vertical acceleration of a motor yacht form.

Clarke D., (2009). High Speed and Advanced Craft Lecture Notes by David Clarke.

Ertogan M., Wilson P.A., Tayyar G. T., Ertugrul S, (2017). Optimal trim control of a high-speed craft by trim tabs/interceptors Part I: Pitch and surge coupled dynamic modelling using sea trial data. *Ocean Engineering*, Vol. 130, PP. 300-309.

Ghadimi P, Loni A, Nowruzi H, Dashtimanesh A, Tavakoli S, (2014). Parametric Study of the Effects of Trim Tabs on Running Trim and Resistance of Planing Hulls, *Advanced Shipping and Ocean Engineering*, Vol. 3 Iss. 1, PP. 1-12.

Ghassemi H., Bahrami H., Vaezi A., Ghassemi M.A., (2019). Minimization of Resistance of the Planing Boat by Trim-tab, *Int. J. Phys.*, vol. 7, no. 1, pp. 21–26.

Jokar H., Zeinali H. Tamaddondar M.H., (2020) Planing craft control using pneumatically driven trim tab. *Mathematics and Computers in Simulation*, Vol. 178, PP 439-463.

Sambras A., (1938). Planing Surface Tests at Large Froude Numbers – Airfoil Comparison, NACA TM No. 848, February.

Savitsky D., (1964). Hydrodynamic Design of Planing Boats, *Marine Technology* 1.

Savitsky D., Brown P., (1976). Procedures for hydrodynamic evaluation of planing hulls in smooth and rough water, *Marine Technology* vol. 13, pp. 381-400.



# Çok Kriterli Karar Verme Yöntemlerinin Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliğinde Uygulamaları

Salim Tamer <sup>1</sup>, Barış Barlas <sup>2</sup>, Sefer Anıl Günbeyaz <sup>3</sup>

<sup>1,2</sup> Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye

<sup>3</sup> Mühendislik Fakültesi, Gemi İnşaatı, Deniz Bilimleri ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Strathclyde Üniversitesi, Glasgow, United Kingdom

<sup>1</sup> (sorumlu yazar), stamer@itu.edu.tr, ORCID: 0000-0003-2939-5758

<sup>2</sup> barlas@itu.edu.tr, 0000-0002-5846-2369

<sup>3</sup> sefer.gunbeyaz@strath.ac.uk, 0000-0002-5624-1845

## ÖZET

Tüm mühendislik alanlarında olduğu gibi gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisliğinde de karar verme süreçleri önemlidir. Karar vermenin en çok uygulanan dalı ise, nitel ve nicel faktörleri birlikte içeren, çok kriterli karar vermedir. Bu çalışmada, çok kriterli karar verme (MCDM) yöntemlerinin gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisliğinde uygulamaları 21 Türkçe lisansüstü tezi, 21 İngilizce uluslararası makale ile incelenmiştir. En sık başvurulan MCDM yönteminin, ilk önce AHP ve sonrasında TOPSIS olduğu, en sık kullanım amacının ise ilk önce gemi sistemleri seçimi ve sonrasında gemi dizaynı olduğu tespit edilmiştir. Yöneylem araştırmasının bir alt alanı olan MCDM, konuya yeni giriş yapmak isteyen gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisleri için sunulmuştur. Bu çalışma ile araştırmacılara, tespit ettikleri özgün MCDM problemlerine, özgün MCDM yaklaşımları getirmelerine yardımcı olmak amaçlanmıştır.

**Anahtar kelimeler:** karar verme, çok kriterli karar verme, gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisliği, ÇKKV, MCDM derleme

**Makale geçmişi:** Geliş 12/06/2021 – Kabul 15/11/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.951401>

# Applications of Multi-Criteria Decision-Making Methods in Naval Architecture and Marine Engineering

Salim Tamer <sup>1</sup>, Barış Barlas <sup>2</sup>, Sefer Anıl Günbeyaz <sup>3</sup>

<sup>1,2</sup> Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey

<sup>3</sup> Faculty of Engineering, Department of Naval Architecture, Ocean and Marine Engineering, University of Strathclyde, Glasgow, United Kingdom

<sup>1</sup> (corresponding author), [stamer@itu.edu.tr](mailto:stamer@itu.edu.tr), ORCID: 0000-0003-2939-5758

<sup>2</sup> [barlas@itu.edu.tr](mailto:barlas@itu.edu.tr), 0000-0002-5846-2369

<sup>3</sup> [sefer.gunbeyaz@strath.ac.uk](mailto:sefer.gunbeyaz@strath.ac.uk), 0000-0002-5624-1845

## ABSTRACT

Decision-making processes are important in naval architecture and marine engineering, similar to all engineering fields. The well-known branch of decision making is the Multi-Criteria Decision Making (MCDM) which involves both quantitative and qualitative factors. In this study, the applications of Multi-Criteria Decision Making (MCDM) methods in naval architecture and marine engineering were examined with 21 Turkish postgraduate theses and 21 English international articles. It is found out that the most frequently used MCDM method is firstly AHP and secondly TOPSIS, and the most frequently used purpose is firstly ship systems selection and secondly ship design. MCDM, a sub-field of operations research, is presented for naval architecture and marine engineers who are new and inexperienced to the subject. With this study, one another aim is to help researchers to bring original MCDM approaches to the original MCDM problems.

**Keywords:** Decision-making, multi-criteria decision-making, naval architecture and marine engineering, MCDM, MCDM literature review

**Article history:** Received 12/06/2021 – Accepted 15/11/2021

## 1. Giriş

Karar verme, bilimsel, sosyal ve ekonomik açıdan en önemli konulardan biridir (Ross, 2004). Muhtemelen, bilim ve mühendislik alanında en sürekli tartışmalardan biri, belirli bir durumda en uygun kararın nasıl verileceğidir (Triantaphyllou, 2000).

Eski uygarlıklarda insanlar, önemli kararları almadan önce din adamlarından ya da bilge kişilerden tavsiye alırlardı. Tüm bu eski uygarlıkların üzerinden yüzyıllar geçti ve bu eski yöntemlerin yerini, günümüzde gelişen bilim ve teknoloji aldı. Yaşamdaki çoğu durum, bir veya diğer biçimdeki karar süreçlerini içerir, sabah uyandıığımız andan günün sonunda bedenlerimizin dinlendirileceğimiz zamana kadar birçok sayıda karar verilir.

Ancak, çoğu zaman karar alma sürecini etkileyen bilgiler muhtemelen eksik veya belirsizdir; bu nedenle sonuçlar belirsizdir (Ross, 2004). Belirsizlik altında karar verme ile uğraşırken, iyi bir karar ile iyi bir sonuç arasında belirgin bir farklılık olduğunu unutmamalıdır. İyi bir kararın sonucu olumsuz olabilir ya da kötü bir karar verebiliriz ve sonuç olumlu olabilir. Uzun vadede, sürekli olarak iyi kararlar verirsek, avantajlı durumlar kötü olanlardan daha sık meydana gelir (Ross, 2004). Belirsiz bir dünyada, sorumlu karar verici, olası sonuçlar için kendi tercihi ile belirsizlikler arasındaki yargıları dengelemelidir (Keeney vd., 1993).

Literatürün çoğu, ekonomik ve finansal riskler karşısında karar verme konusuna değinirken, mühendisler öncelikle iki tür kararla ilgilidir (Maes ve Faber, 2004): (1) mevcut kaynaklarla optimal bir işlem yapılması gereken operasyonel kararlar ile belirli bir tehlikelerden kaçınmak ve (2) birinin gelecekteki olayların hazırlık derecesi veya beklenti düzeyine ilişkin kararları içeren stratejik kararlar.

Bu çalışmada, gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisliği alanında yapılmış olan çok MCDM yöntemleri uygulamaları incelenmiştir. MCDM, gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisliğinin temel lisans seviyesinde öğretilen bir konuyu değildir, bu çalışma sayesinde konuya yabancı olan mühendislere bir tanıtım ve konuya yumuşak bir giriş yapma amacı güdülmüştür. Ülkemizde ve uluslararası ölçekte MCDM yöntemleri 2000'li yıllarla birlikte sıkça uygulanmıştır. MCDM yöntemlerine olan bu ilgiden, gemi inşaatı ve gemi makine mühendisliği alanı da etkilenmiştir. Bu çalışmanın bir diğer amacı, araştırmacılara, özgün MCDM problemleri tespit etmelerine ve bu problemlerin çözümünde özgün MCDM yöntemlerini kullanmalarına yardımcı olmaktır.

## 2. Çok Kriterli Karar Verme (MCDM)

“Kriter” için sözlük tanımı “yargılamanın bir yolu ya da standardıdır”. Karar verme bağlamında, bu, belirli bir seçimin veya hareket tarzının diğerinden daha arzu edilir olduğuna karar verilebilecek bir tür standart anlamına gelir. Önemli ölçüde çelişen bu tür bir dizi standart olduğunda, farklı eylem tarzı seçeneklerinin dikkate alınması, MCDM problemini oluşturur (Belton ve Stewart, 2002).

Çelişkili kriterler, seçeneklerin değerlendirilmesinde tipiktir: maliyet veya fiyat genellikle ana kriterlerden biridir ve bazı niteliksel ölçüler tipik olarak başka bir kriteri oluşturur ve maliyetle kolayca çelişir. Örneğin; bir araba satın alırken, maliyet, konfor, güvenlik ve yakıt ekonomisi göz önünde bulundurduğumuz ana kriterlerden bazıları olabilir – en ucuz arabanın en konforlu ve en güvenli olması alışılmadık bir durumdur (Url -1).

Çok kriterli problemlerin doğası, çoğu zaman farklı bakış açılarını yansıtan ve sıklıkla zamanla değişen, karmaşık ve çelişkili bir yapıya sahip çok fazla bilgi olmasıdır (Belton ve Stewart, 2002). MCDM

yaklaşımlarının temel amaçlarından biri, karar vericilerin bu tür bilgileri, karar verme konusunda kendilerini rahat ve kendinden emin hissetmelerini sağlayacak şekilde organize etmelerine ve sentezlemelerine yardımcı olmaktır. Ayrıca, tüm kriterlerin veya faktörlerin uygun şekilde dikkate alındığından emin olarak karar sonrası oluşabilecek pişmanlığı en aza indirmeyi amaçlar.

Bu nedenle, bu çalışmada, MCDM ifadesini, bireylerin veya grupların önemli kararları keşfetmelerine yardımcı olmada çoklu kriterleri açık bir şekilde hesaba katmaya çalışan resmi yaklaşımların ve yöntemlerin bir arada tanımlamak için genel terim olarak sunulmuştur.

### 3. Ülkemizde Yapılan Lisansüstü Tezleri

Paksoy (1998) gemi seçim problemini, karmaşık ve yüksek maliyetlerin dâhil olduğu aynı zamanda nitel, nicel birçok amacın olduğu bir karar verme süreci olarak tanımlamıştır. Gemi seçim problemini AHP ve ELECTRE ile çözmüştür. Yaraş (1999), isimlerini ve unvanlarını liste halinde verdiği uzmanların görüşleri doğrultusunda, ticari gemilere ana makinası seçimi amacıyla karar matrisleri oluşturmuştur ve karar matrislerini TOPSIS ile analiz etmiştir. Mentеш (2000), sevk ve manevra sistemi için üç adet alternatif sırasıyla, sabit hatveli pervane ve vec-twin dümen, dönebilir iticiler ve sikloidal pervane olarak belirlemiştir. Bu alternatifleri, Yager ve Chen'in bulanık MCDM yöntemleri ile değerlendirmiştir. Yager ve Chen'in yöntemlerini birbiriyle kıyaslamıştır.

Ölçer (2001) yeni bir bulanık öz-nitelikli karar verme yöntemi geliştirmiş ve iki adet vaka çalışmasına (sevk/manevra sistemi seçimi (Ölçer ve Odabaşı, 2005) ve gemi ana makine seçimine) uygulamıştır. Yeni yöntemin avantajı, bulanık bir ortamda çok öz-nitelikli grup karar verme problemlerinin çözümü için çok uygun bir yöntem olmasıdır ayrıca kullanımı ve anlaşılması çok kolay bir yöntem olup bilgisayarda kodlanması da, adımlar halinde tanımlanmış algoritması sayesinde oldukça basittir. Erdem (2002) savaş gemilerinin maliyetlerinin azaltılmasında bilgi yönetimi için bulanık çok öz-nitelikli karar verme yöntemini kullanmıştır. Bayar (2003), özel sektörün yatırım yaparken geleceğe yönelik karar vermekte zorlandığını vurgulamıştır ve öz değer fonksiyonu ile tanker seçimi için teknik özellikleri ve boyut gibi ölçütleri ile ağırlıklandırıp, TOPSIS ile sonuca gitmiştir.

Ata (2006), kıyıya yakın görev yapabilen savaş gemisi tasarım kriterlerinin ağırlıklarını AHP ile hesaplamıştır. Çiçek (2007), dizayn edilen alternatif konsept tekneler ve özelliklerini, karar vericilere değerlendirme yapabilmesini sağlayacak şekilde yer vermiştir. Çalışmanın sonuç bölümünde teknelerle ilgili anket sonuçları TOPSIS ile işlevsellik açısından değerlendirmiştir. Cengiz (2007), tersane yeri seçimi için ANP kullanmıştır. Saraçoğlu (2009) MCDM optimizasyonuna ve bulanık mantık temelli MCDM yöntemlerine dayalı yeni genel bir yöntem, yatırım analizlerinde kullanılabilmesi için sunmuştur. Bu çalışmada önerilen yöntemin gerçek yaşamdaki yatırım analizlerinde uygulanabileceğinin kanıtlanması için gemi inşaatı sektöründe vaka çalışması gerçekleştirmiştir. Mentеш (2010) çok noktalı tanker-şamandıra bağlama sistemleri için en uygun bağlama sisteminin seçiminde, bulanık MCDM tabanlı bir yöntem geliştirmiştir. Bu yöntem, probleme uygun hiyerarşi ağacının kurulması, öz niteliklerin değerlendirilmesi, en uygun bağlama sisteminin seçimi ve tercihlerin sıralanması aşamalarında bulanık AHP ve bulanık TOPSIS yöntemlerini kullanan melez bir yapıya oluşturmuştur. Kırdaglı (2010), ülkemiz tersanelerinde verimliliği etkileyen parametrelerin belirlenmesi ve bunların bulanık AHP ile analizinin yapılması hedeflemiştir. Keçeci (2010), İstanbul Boğazi'nda gemi boyu faktörünün güvenli seyre olan etkisi incelenerek Boğaz geçişi yapan gemiler için büyük gemi boyunun araştırmıştır. İstanbul Boğazi'nda görev yapmakta olan uzman kişiler ile anket



çalışması gerçekleştirilmiş ve Boğaz'daki tehlike etkenleri hakkında bilgi edinmiştir. Sayısal değerler elde etmek maksadıyla AHP yöntemi kullanılarak sonuç almaya çalışmıştır.

Kafalı (2014), bulanık karar verme yöntemleri kullanılarak gemi inşa sanayisinin iki konusunu ele almıştır. Bunlardan ilki tersaneler için uygun boru kesim teknolojisi seçimi diğeri ise armatörlerin yeni gemi inşa tersanesi seçimidir. Boru kesim teknolojisi olarak bulanık AHP ve bulanık TOPSIS içeren bütünleşik bir yöntem ile plazma kesim en uygun yöntem olarak belirlemiştir (Kafalı vd., 2014). İkinci konu olan yeni gemi inşası için tersane seçiminde kriterleri bulanık AHP ile derecelendirmiş ve yeni gemi inşası için teklif fiyatı, üretilmiş benzer gemi sayısı ve ödeme koşulları en çok önem verilen ilk üç kriter olarak tespit etmiştir (Kafalı ve Özkök, 2015). Erol (2014), gemi seçim problemini, gemi inşa sektöründe görev alan üst düzey yöneticilerden oluşan karar vericilerle yapılan görüşmeler sonucu, alternatif olarak ifade edilen gemi tipleri dilsel ifadeler yardımıyla ayrı ayrı değerlendirmiş ve daha sonra bu değerlendirmeler üçgen bulanık sayılar kullanılarak TOPSIS ve VIKOR yöntemleri yardımıyla sayısal olarak analizi yapmış ve sonuçlar karşılaştırmıştır. Uzun (2015), toplam on iki kriter ile NB 25 Wartsila balıkçı gemisi projesine uygun ana makine ve jeneratör seçimi problemi, AHP, TOPSIS ve PROMETHEE yöntemleriyle çözüm getirilmeye çalışmış ve bulunan sonuçlar karşılaştırmıştır.

Ünver (2017), iki zamanlı gemi dizel makinelerinde yapılan bakım-onarım faaliyetleri risk büyüklükleri açısından incelemiş, en riskli bakım-onarım faaliyetleri belirlemeye çalışmıştır. Bulanık AHP yöntemi 46 bakım-onarım çalışması, Buckley ve Chang yaklaşımları ile karşılaştırmış ve risk ağırlıkları tespit etmiştir. Balbaş (2019), tersanelerin dünya pazarındaki rekabet ortamında başarılı olabilmelerini sağlamada, projenin başlangıcından bitimine kadar olan bütün karar verme süreçlerinde uygulayabilecekleri MCDM yöntemlerinden bulanık AHP ve bulanık TOPSIS yöntemlerini kullanarak, özel bir tersanenin inşa edebileceği ideal gemi tipini belirleme uygulaması yapmıştır. Akın (2020), kapasite ve işleyiş bakımından farklı üç adet tersaneden gerçek iş kazası ve ramak kala olay verilerini almış AHP yöntemi ile ağırlıklandırmış ve tersanelerin risk analizi için mevcut her bir tehlikenin riskini ve genel risk seviyesi ortaya koyacak gerçekçi bir yöntem geliştirmiştir. Güler (2020), gemi inşa projelerinde verimliliği artırmak için kullanılacak PLM yazılımının seçilmesi için AHP yöntemi ile en uygun yazılıma karar vermiştir.

Kahvecioğlu (2021), bir gemi için balast arıtma sistemi finansal ve operasyonel koşullar dikkate alınarak araştırmıştır ve değerlendirilmesi için 7 farklı balast arıtma sistemi üzerine incelemeler yaptı, gemi için karar verilirken uygulanabilirlik, teknik, ekonomik ve bunların alt kriterleri derecelendirilerek çok kriterli bir karar verme modeli oluşturularak optimum seçeneği belirlemiştir.

### 3.1. Ülkemizde Yapılan Çalışmaların Değerlendirmesi

Bu derleme çalışma kapsamında 21 lisansüstü tezi YÖK TEZ veri tabanından taranmıştır. Anahtar kelimeler olarak "çok kriterli karar verme" ve "gemi" veya "tersane" kullanılmıştır. Sonuçlar tek tek incelenerek gemilerin işletilmesi ile ilgili olan deniz ulaştırma ve işletme mühendisliği ve gemi makinaları işletme mühendisliği alanına giren yayınlar dışarıda tutulmuştur. Hassas bir tarama ve eleme süreci sonunda belirlenen, 21 lisansüstü tezinin 6 tanesi doktora tezi, geri kalan 15 tanesinin yüksek lisans tezidir. Çalışmalardan 10 tanesi bulanık mantık temelini içeren MCDM yöntemlerle çözüm ararken, 11 tanesi bulanık olmayan MCDM yöntemleriyle seçtikleri problemi çözmüştür.

21 adet tezde hangi yöntemin kullanıldığı aşağıda sunulmuştur.

- ✓ 4 çalışmada AHP,

- ✓ 3 çalışmada TOPSIS,
- ✓ 3 çalışmada bulanık AHP ve bulanık TOPSIS
- ✓ 2 çalışmada bulanık AHP
- ✓ 1 çalışmada ANP
- ✓ 1 çalışmada bulanık TOPSIS ve bulanık VIKOR
- ✓ 1 çalışmada AHP, TOPSIS ve VIKOR
- ✓ 1 çalışmada bulanık Yager ve Chen
- ✓ 1 çalışmada AHP ve ELECTRE
- ✓ 1 çalışmada belirtilmemiş bulanık MCDM
- ✓ 1 çalışmada belirtilmemiş MCDM
- ✓ 2 çalışmada ise araştırmacılar kendilerine ait yeni bulanık MCDM yöntemini uygulamıştır.

Belirtilen yöntemlerin hangi amaçla kullanıldığı aşağıda sunulmuştur.

- ✓ 3 çalışmada gemi seçimi,
- ✓ 3 çalışmada gemi dizaynı,
- ✓ 2 çalışmada yatırım analizi,
- ✓ 2 çalışmada risk analizi,
- ✓ 1 çalışmada ana makine seçimi,
- ✓ 1 çalışmada ana makine ve sevk manevra sistemi seçimi,
- ✓ 1 çalışmada ana makine ve jeneratör seçimi,
- ✓ 1 çalışmada sevk manevra sistemi seçimi
- ✓ 1 çalışmada maliyet azaltma,
- ✓ 1 çalışmada tersane yeri seçimi,
- ✓ 1 çalışmada bağlama sistemi seçimi,
- ✓ 1 çalışmada verimlilik,
- ✓ 1 çalışmada boru kesim teknolojisi ve tersane seçimi,
- ✓ 1 çalışmada yazılım seçimi,
- ✓ 1 çalışmada balast sistemi seçimi.

Ülkemizde gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisliği alanında MCDM yöntemlerinin geniş kapsamlı bir şekilde uygulandığı görülmektedir. Yöntem bazında değerlendirecek olursak, AHP yönteminden 21 çalışmanın 13'ünde kullanıldığı görülmektedir. İkinci olarak en sık başvurulan yöntem, 6 çalışma ile TOPSIS yöntemi gelmektedir. Ayrıca MCDM yöntemlerinin hangi amaçlarla kullanıldığını inceleyecek olursak, 21 çalışmanın 6'sında gemi sistemlerinin seçimi yapılmış ve 3 çalışmada gemi seçimine, 3 çalışmada ise gemi dizaynı amacıyla kullanılmıştır.

#### 4. Uluslararası Makaleler

Ölcer vd. (2006), çok amaçlı optimizasyonu, bulanık çok nitelikli grup karar verme tekniğine dahil eden yeni bir MCDM metodoloji sunmuşlardır ve yaklaşımın doğruluğunu göstermek için gerçek Ro-Ro gemisinin altbölümlerinin planlanmasına uygulamışlardır. Güneri vd. (2009) yatırımcılar için, finansal bir karar olan tersane yeri seçiminde bulanık mantık ile beraber ANP'yi kullanmışlardır ve diğer kritik kararları alma süreçleri yöntemi önermişlerdir. Çelik vd. (2009) gemi bakımı için önemli bir faaliyet olan havuzlama faaliyetleri için tersane seçimini, çok kriterli bulanık aksiyomatik dizayn ile gerçekleştirmişlerdir. Matulja vd. (2009) tersane yerleşimi için alternatif yerleşimleri sıralamada AHP yöntemini kullanmışlardır.

Zangouezhad vd. (2011) bulanık AHP ve bulanık TOPSIS yaklaşımını, gemi inşaat endüstrisi için tedarikçi seçimi problemine ve rekabetçiliğine göre tedarik zinciri sıralamasına uygulamışlardır. Barlas (2012), 2000-2011 yılları arasındaki Türk tersanelerinde, iş kazası kaynaklı ölümleri AHP yaklaşımıyla incelemiştir. Zapata Cortés vd. (2012), birçok niteliksel ve niceliksel faktör gerektiren lojistik yazılımı tercihini, Kolombiya tersanesi için Chang'ın 1996'da sunduğu bulanık genişletilmiş AHP ile yapmışlardır. Yang vd. (2012), denizlerde hava kirliliğine neden olan gemi kaynaklı NOx ve SOx gazlarının salınımı kontrol yöntemlerini, AHP ve TOPSIS ile değerlendirmişlerdir. Balin vd. (2015) bulanık AHP ve bulanık VIKOR hibrit yöntemini, gemi ana makine yardımcı sistemlerinde arıza tespiti için kullanmışlardır.

Çebi vd. (2016) gemi inşaatı endüstrisinde kullanılan en uygun çelik kesim tekniğini bulanık AHP, bulanık bilgi aksiyomu ve TOPSIS içeren bir entegre MCDM ile Oxy-Fule çelik kesim teknolojisi olarak göstermişlerdir. Balin vd. (2016) gemi sevk sisteminde de kullanılabilen gaz tribünlerinde arızaları bulanık AHP ve TOPSIS ile analiz etmişlerdir. Lazakis ve Ölcer (2016) bir cruise gemisinde dizel jeneratör sisteminin bakımı için düzeltici bakım, öngörücü bakım ve koruyucu bakım alternatiflerini, bulanık küme teorisini AHP yöntemine dâhil eden bir MCDM yöntemiyle incelemişlerdir ve öngörücü bakımı en iyi alternatif olarak belirlemişlerdir. Mytilinou vd. (2018) Birleşik Krallık'ta maliyet olarak en karlı açık deniz rüzgar çiftliği yatırımı yapılacak bölgeyi tespit etmek amacıyla TOPSIS ve genetik algoritmanın dahil olduğu bir çalışma yapmışlardır. Ebrahimi vd. (2018) bir veri analizi ve MCDM kullanarak cruise gemilerinin konsept dizayn zorluklarını çözümlenmişlerdir. Jeong vd. (2018) maliyet, çevrecilik ve risk açısından bir gemi için dizel elektrikli sevk sisteminin mi yoksa konvensiyonel sevk sisteminin mi tercih edilmesi gerektiğini yeni bir MCDM yöntemiyle araştırmışlardır. Demirel (2020) cruise gemilerinde konfor, güvenlik ve hız gibi birçok kriteri etkileyen stabilizatör tercihi için bulanık mantığın dâhil edildiği TOPSIS ile MCDM analizi yapmıştır ve aktif fin stabilizatör sistemini en etkili sistem olarak tespit etmiştir. Demirel vd. (2020) stabilizatör seçim problemini bu sefer bir motor yat için melez AHP ve VIKOR ile gerçek bir vaka çalışması temelinde incelemişlerdir. Jafaryeganeh vd. (2020) 234m boyunda bir shuttle petrol tanker gemisinin iç kompartıman yerleşimini analizini kıyaslamalı bir çalışma ile ilk olarak Pareto yöntemiyle belirlenen alternatiflere son seçim aşaması için ağırlıklı toplam, ağırlıklı çarpım, TOPSIS ve ELECTRE yöntemleriyle uygulamışlardır. İnal ve Deniz (2020), IMO sera gazlarının salınımını azaltmak için çeşitli kurallar ve kısıtlamalar getirmekte olduğunu belirtmişlerdir, bu bağlamda ticari gemilerde kullanılabilen 5MW'a kadar ana makine gücü üretebilen yakıt pillerini AHP yöntemiyle sıralamışlardır. Türk ve Özkök (2020), tersane yeri seçimi, birbiriyle çelişen, sayısal ve sözel kriterler içeren bir karar olduğunu söylemişlerdir, bulanık AHP ve bulanık TOPSIS birleşimi bir MCDM yöntemi olası tersane yerlerini sıralaması için önermişlerdir ve sunulan yöntem Türkiye'de tesis yeri seçimi problemi özelinde tersane yeri seçimi için uygulamışlardır.

Caner ve Aydın (2021), AHP yöntemiyle tersane yeri için coğrafik bilgi sistemi kapsamında İskenderun, Türkiye bölgesi için bir araştırma yapmışlardır ve sonuç olarak çıkan tersane yerinin hali hazırda liman olarak hizmet vermekte olduğunu fark etmişlerdir.

#### 4.1. Uluslararası Çalışmaların Değerlendirmesi

Bu derleme çalışma kapsamında 21 uluslararası makale WEB OF SCIENCE veri tabanından taranmıştır. Anahtar kelimeler olarak, “multiple criteria decision making” ve “naval architecture” kullanılmıştır. Çıkan sonuçlar tek tek incelenmiştir. 21 makalenin 10’unda bulanık mantık temelli yöntemler kullanılırken, 11’inde bulanık olmayan yöntemler kullanılmıştır.

21 adet makalede hangi yöntemin kullanıldığı aşağıda sunulmuştur.

- ✓ 4 makalede AHP
- ✓ 2 makalede bulanık AHP ve TOPSIS
- ✓ 2 makalede bulanık AHP ve bulanık TOPSIS
- ✓ 2 makalede bulanık AHP
- ✓ 1 makalede bulanık AHP ve bulanık VIKOR
- ✓ 1 makalede melez AHP ve VIKOR
- ✓ 1 makalede AHP ve TOPSIS
- ✓ 1 makalede TOPSIS
- ✓ 1 makalede bulanık TOPSIS
- ✓ 1 makalede ağırlıklı toplam, ağırlıklı çarpım, TOPSIS ve ELECTRE
- ✓ 1 makalede ANP
- ✓ 1 makalede bulanık aksiyomatik dizayn
- ✓ 1 makalede veri analizi ve MCDM
- ✓ 1 makalede yeni bulanık MCDM
- ✓ 1 makalede yeni MCDM

Belirtilen yöntemlerin hangi amaçla kullanıldığı aşağıda sunulmuştur.

- ✓ 3 makalede dizayn
- ✓ 3 makalede tersane yeri seçimi
- ✓ 2 makalede arıza tespiti
- ✓ 2 makalede stabilizör seçimi
- ✓ 1 makalede tersane yerleşimi seçimi
- ✓ 1 makalede tersane seçimi
- ✓ 1 makalede tedarikçi seçimi



- ✓ 1 makalede iş kazaları analizi
- ✓ 1 makalede yazılım seçimi
- ✓ 1 makalede gemi gaz salınım yöntemi seçimi
- ✓ 1 makalede çelik kesim teknolojisi seçimi
- ✓ 1 makalede bakım sistemi seçimi
- ✓ 1 makalede yer seçimi
- ✓ 1 makalede sevk sistemi seçimi
- ✓ 1 makalede yakıt pili seçimi

Uluslararası ölçekte gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisliği alanında MCDM yöntemlerinin geniş kapsamlı bir şekilde uygulandığı görülmektedir. Yöntem bazında değerlendirecek olursak, AHP yönteminden 21 makalenin 13'ünde kullanıldığı görülmektedir. İkinci olarak en sık başvurulan yöntem, 8 makale ile TOPSIS yöntemi gelmektedir. Ayrıca MCDM yöntemlerinin hangi amaçlarla kullanıldığını inceleyecek olursak, 21 çalışmanın 5'inde gemi sistemlerinin seçimi yapılmış ve 3 çalışma gemi dizaynı, 3 çalışmada ise tersane yeri seçimi amacıyla kullanılmıştır.

## 5. Tartışma

Belirli kısıtların olduğu bir durumda, belirli bir amaca yönelik en uygun çözümün bulunması için “yöneylem araştırması” (operations research); geliştirilmiştir. Yöneylem araştırması; bir organizasyon içinde operasyonların koordinasyonu ve yürütmesi ile ilgili dünyanın gerçek karmaşık sorunları için fikir üretmede matematiksel modelleme, istatistik ve algoritma gibi bilimsel yöntemleri kullanan disiplinler arası bir bilimdir (Url-2). MCDM ise, karar vericiler tarafından performans kriterlerinin subjektif değerlendirmesini desteklemek için hesaplamalı ve matematiksel araçlar tasarlamakla ilgilenen yöneylem araştırmasının bir parçası olarak gelişmiştir. MCDM yöntemleri, en iyi alternatifleri seçmek için birçok alana uygulanmıştır.

Bu çalışmada, 42 adet Türkçe ve İngilizce çalışma incelenmiştir. Derleme çalışmada iki önemli soruya cevap aranmıştır; (1) hangi MCDM yöntemi kullanıldı?; (2) hangi amaçla MCDM analizi yapıldı?

İlk sorunun cevabı; 26 çalışmada AHP yöntemini içeren MCDM yöntemleri kullanılmıştır. İkinci olarak en fazla uygulanan yöntem ise 14 çalışma ile TOPSIS içeren çalışmalar olmuştur. Sadece gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisliği alanında değil, genel olarak en sık başvurulan iki MCDM yöntemi sırasıyla AHP ve TOPSIS'tir (Mardini vd., 2015). AHP, matematik ve psikolojiye dayalı karmaşık kararları organize etmek ve analiz etmek için yapılandırılmış bir tekniktir, 1970'lerde Thomas L. Saaty tarafından geliştirilmiştir (Url-3). O zamandan beri AHP çokça uygulanmıştır. Açık literatürde AHP ile ilgili birçok kaynak kolaylıkla bulunabilmektedir. AHP, kullanıcıların ağırlıkları dağıtırken belirli kriterlere ve alt kriterlere daha iyi odaklanmasını sağlayan hiyerarşik bir yapıya izin verme avantajına sahiptir (Ishizaka ve Labib., 2009). TOPSIS ise, ilk olarak 1981'de Ching-Lai Hwang ve Yoon tarafından geliştirilmiştir (Url-4). TOPSIS yönteminin avantajlarından bazıları şunlardır: basitlik, rasyonellik, anlaşılabilirlik, iyi hesaplama verimliliği ve basit bir matematiksel formda her alternatif için göreceli performansı ölçme yeteneğidir (Roszkowska, 2011).

İkinci sorunun cevabı; MCDM yöntemleri en çok 11 çalışma ile gemi sistemleri seçimine uygulanmıştır. Gemi sistemleri; ana makine, sevk manevra sistemi, jeneratör, bağlama sistemi, balast sistemi, stabilizör, gemi gaz salınım yöntemi ve yakıt pili seçimini kapsamaktadır. İkinci olarak en sık uygulandığı alan 6 çalışma ile gemi dizaynıdır.

## 6. Sonuçlar

MCDM, hem nicel hem de nitel faktörleri içeren kompleks bir karar verme süreci olarak kabul edilir. Aynı zamanda, birden fazla çelişkili kriterin olduğu durumlarda, insanların tercihlerine göre karar vermelerine yardımcı olan yöntemleri kapsar. Köksalan vd. (2011) MCDM yöntemlerinin tarihsel gelişimini bir kitapta sunmuşlardır.

MCDM ile analiz yapılırken, ilk önce, belirlenen kriterler, bir katsayı ile çarpılır, bu işleme literatürde ağırlıklandırma (weighing) denmektedir. Daha sonra, ağırlıklandırılmış bu kriter değerlerinin toplanması gerekir. Toplama işlemine uluslararası literatürde “aggregation” denmektedir. Bu süreçlerin içeriği kullanılan MCDM yöntemine göre farklılık gösterir.

### 6.1. Katkıları neler?

Bu çalışmada, ilk önce karar verme konusu tanıtılmıştır. Daha sonra MCDM'nin ne olduğundan bahsedilmiştir. Gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisliği özelinde kapsamlı bir literatür taraması yapılmıştır. Türkçe literatür taranırken YÖK TEZ veri tabanı, İngilizce literatür taranırken WEB OF SCIENCE veri tabanından faydalanılmıştır. Gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisliği alanında 2000li yıllar sonrası MCDM yöntemleri ve uygulamaları ile çok sayıda araştırma yapılmıştır. Gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisleri tarafından gemi sistemleri seçimi ve gemi üretimi alanlarında MCDM yöntemlerinin uygulamaları yapılmıştır. Her makalede kendine ait bir MCDM yöntemi seçilmiştir. Tüm bu makalelerde, en iyi alternatifleri bulmada her yöntemin kendine has özellikleri olduğu farklı uygulamalar için farklı yöntemler kullanılmıştır. Özetleri sunulan gemi inşaatı ve gemi makineleri mühendisliğine ait MCDM uygulamaları gelecekte MCDM uygulamalarını yapmak isteyen özellikle öğrenciler ve akademisyenler için derlenmiştir.

### 6.2. Sınırlılıkları neler?

Bu çalışma bazı sınırlılıklara sahiptir. YÖK TEZ veri tabanından tarama yapılırken, “çok kriterli karar verme” ve “gemi” veya “tersane” kelimeleri girilmiştir. Çıkan çok sayıda tez, özetleri okunarak ilk elemeye tabi tutulmuştur. Bu işlem sırasında bazı tezlerin yanlış kategorilendirilebileceği unutulmamalıdır. Aynı şekilde uluslararası literatür taranırken “multiple criteria decision making” ve “naval architecture” anahtar kelimeleri girilmiştir. Arama motoru olarak GOOGLE SCHOLAR kullanılmıştır. Burada GOOGLE SCHOLAR arama motorunun sağladığı sonuçlara güvenilmiştir. Ancak girilen anahtar kelimeler ile tanımlanmamış makalelerin olabileceği unutulmamalıdır. Ayrıca WEB OF SCIENCE veri tabanına girmeyen makale ve bildiriler dışarıda tutulmuştur. Uluslararası tezlerin çalışmaya dâhil edilmemesi bir başka sınırlılıktır.

Mardani (2015), 2000-2014 yılları arası MCDM yöntemlerinin yıllara göre logaritmik olarak arttığını tespit etmiştir. Mardani (2015) sonrası kapsamlı bir literatür taraması bulunmamaktadır. Mardini vd. (2016) uluslara göre MCDM yöntemlerinin uygulanma oranlarını incelemişlerdir. %21,26 ile Tayvan MCDM

yöntemlerinin en çok uygulandığı ülkedir. Hemen arkasından %12,21 ile Türkiye ve %11,19 ile İran gelmektedir.

### 6.3. Öneriler neler?

MCDM yöntemlerinin en önemli avantajı, farklı çelişen çıkarların işaret ettiği sorunları ele alma yetenekleridir, bu teknikleri kullanarak karar vericiler, yaygın optimizasyon modelleri kullanılarak çözülmesi mümkün olmayan problemleri çözebilirler (Mardini vd., 2015).

Huber vd. (2019), 10 bölümden oluşan kitaplarında, her bölümde MCDM ile ilgili yürütülen ayrı birer vaka çalışmasını sunmuşlardır. Araştırmacılar, bu vaka çalışmaları ve sunulan açık kaynak kodları kullanarak kendi alanlarına özgü problemlere uyarlayabilirler.

## 7. Kısaltmalar

AHP - Analytic hierarchy process

ANP - Analytic network process

CNC - Computer Numerical Control

DM - Decision-making

ELECTRE - Elimination and Choice Expressing Reality

FAD - Fuzzy Axiomatic Design

FMCDM – Fuzzy Multi-Criteria Decision-Making

MCDM - Multi-Criteria Decision-Making

PLM – Product Lifecycle Management

PROMETHEE - Preference Ranking Organization Method for Enrichment Evaluations

TOPSIS - The Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution

VIKOR - VlseKriterijumska Optimizacija I Kompromisno Resenje

## Referanslar

Akın, G. C. (2020). İş Sağlığı Ve Güvenliği Risk Değerlendirme Süreci İçin Yeni Bir Yaklaşım: Tersane İşletmelerinde Uygulama, Doktora Tezi, İstanbul Aydın Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.

Ata, A., (2006). Çok Kriterli Karar Verme Yöntemlerinin Savaş Gemisi Tasarımına Yönelik Kriterlerin Ağırlık Katsayılarının Belirlenmesinde Kullanımı, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Balbaş, O. (2019). Tersanelerde İnşa Edilecek Gemi Tipi Seçiminde Çok Kriterli Karar Verme, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Balin, A., Demirel, H., & Alarçin, F. (2015). A hierarchical structure for ship diesel engine trouble-shooting problem using fuzzy AHP and fuzzy VIKOR hybrid methods. *Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike*, 66(1), 54-65.

Balin, A., Demirel, H., ve Alarçin, F. (2016). A novel hybrid MCDM model based on fuzzy AHP and fuzzy TOPSIS for the most affected gas turbine component selection by the failures. *Journal of marine engineering & technology*, 15(2), 69-78.

Barlas, B. (2012). Occupational fatalities in shipyards: An analysis in Turkey. *Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike*, 63(1), 35-41.

Bayar, N. (2003). Dünya tanker piyasası ve Türkiye piyasa koşullarına uygun kimyasal tanker araştırması, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Belton, V. ve Stewart, T. (2002). Multiple criteria decision analysis: an integrated approach. Springer Science & Business Media.

Caner, H. I. ve Aydın, C. C. (2021). Shipyard site selection by raster calculation method and AHP in GIS environment, İskenderun, Turkey. *Marine Policy*, 127, 104439.

Cengiz, M. (2007). Türkiye'deki Mevcut Koşulların Bulanık Analitik Ağ Süreciyle Değerlendirilerek Uygun Tersane Yeri Seçimi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Çebi, S., Özkök, M., Kafalı, M. ve Kahraman, C. (2016). A fuzzy multiphase and multicriteria decision-making method for cutting technologies used in Shipyards. *International Journal of Fuzzy Systems*, 18(2), 198-211.

Çelik, M., Kahraman, C., Çebi, S. ve Er, I. D. (2009). Fuzzy axiomatic design-based performance evaluation model for docking facilities in shipbuilding industry: The case of Turkish shipyards. *Expert Systems with Applications*, 36(1), 599-615.

Çiçek, F. (2007). Kısa Mesafeli Yoğun Yolcu Taşımaya Yönelik Deniz Aracı Konsept Tasarımı ve İşlevsellik Yönünden Değerlendirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Demirel, H. (2020). A novel fuzzy multi-criteria decision-making methodology based upon the spherical fuzzy sets for stabilizer selection of cruise ships. *Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike*, 71(3), 1-11.

Demirel, H., Şener, B., Yıldız, B. ve Balin, A. (2020). A real case study on the selection of suitable roll stabilizer type for motor yachts using hybrid fuzzy AHP and VIKOR methodology. *Ocean Engineering*, 217, 108125.

Ebrahimi, A., Brett, P. O. ve Garcia, J. J. (2018). Managing complexity in concept design development of cruise-exploration ships. In *Marine Design XIII* (pp. 569-577). CRC Press.

Erdem, T. (2002). Savaş Gemilerinin Maliyetlerinin Azaltılmasında Bilgi Yönetimi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Erol, A. (2014). Tersanelerde İmalatı Yapılacak Gemi Tipinin Bulanık TOPSIS ve Bulanık VIKOR Yöntemleri İle Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- Güler, O., İ. (2020) Gemi İnşa Projelerinde PLM Yazılımı Seçimi, Yüksek Lisans Tezi, Bahçeşehir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Güneri, A. F., Cengiz, M. ve Şeker, S. (2009). A fuzzy ANP approach to shipyard location selection. *Expert systems with applications*, 36(4), 7992-7999.
- Huber, S., Geiger, M. J. ve de Almeida, A. T. (2019). *Multiple Criteria Decision Making and Aiding*. Springer International Publishing.
- Ishizaka, A. ve Labib, A. (2009). Analytic hierarchy process and expert choice: Benefits and limitations. *Or Insight*, 22(4), 201-220.
- İnal, O. B. ve Deniz, C. (2020). Assessment of fuel cell types for ships: Based on multi-criteria decision analysis. *Journal of Cleaner Production*, 265, 121734.
- Jafaryeganeh, H., Ventura, M. ve Soares, C. G. (2020). Application of multi-criteria decision making methods for selection of ship internal layout design from a Pareto optimal set. *Ocean Engineering*, 202, 107151.
- Jeong, B., Oguz, E., Wang, H. ve Zhou, P. (2018). Multi-criteria decision-making for marine propulsion: Hybrid, diesel electric and diesel mechanical systems from cost-environment-risk perspectives. *Applied Energy*, 230, 1065-1081.
- Kafalı, M. (2014). Gemi İnşa Sanayinde Bulanık Karar Verme Uygulamaları, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Kafalı, M., Özkök, M. ve Çebi, S. (2014). Evaluation of pipe cutting technologies in shipbuilding. *Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike*, 65(2), 33-48.
- Kafalı, M. ve Özkök, M. (2015). Evaluation of shipyard selection criteria for shipowners using a fuzzy technique. *Journal of Marine Engineering & Technology*, 14(3), 146-158.
- Kahvecioğlu, G. A. (2021). Gemi İçin Balast Suyu Arıtma Sisteminin Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- Keçeci, T. (2010). İstanbul Boğazı'nda Gemi Boyu Faktörünün Güvenli Seyre Etkisinin AHP Metodu Kullanılarak Analiz Edilmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Keeney, R. L., Raiffa, H. ve Meyer, R. F. (1993). *Decisions with multiple objectives: preferences and value trade-offs*. Cambridge University Press.
- Kırdağlı, M. (2010). Tersanelerde Verimliliği Etkileyen Parametrelerin Fuzzy AHP Yöntemi ile Analizi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Köksalan, M. M., Wallenius, J. ve Zionts, S. (2011). *Multiple criteria decision making: From early history to the 21st century*. Singapore: World Scientific.
- Lazakis, I. ve Ölçer, A. (2016). Selection of the best maintenance approach in the maritime industry under fuzzy multiple attributive group decision-making environment. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 230(2), 297-309.



Maes, M. ve Faber, M. (2004) Issues in utility modeling and rational decision making, in Proceedings of 11th IFIP WG 7.5 Reliability and Optimization of Structural Systems (eds M. Maes and L. Huyse), Balkema Publishers, London.

Mardani, A., Jusoh, A., Nor, K., Khalifah, Z., Zakwan, N. ve Valipour, A. (2015). Multiple criteria decision-making techniques and their applications—a review of the literature from 2000 to 2014. *Economic research-Ekonomika istraživanja*, 28(1), 516-571.

Mardani, A., Jusoh, A. ve Zavadskas, E. K. (2016). Fuzzy multiple criteria decision-making techniques and applications—Two decades review from 1994 to 2014. *Expert Systems with Applications*, 42(8), 4126-4148.

Matulja, T., Fafandjel, N. ve Zamarin, A. (2009). Methodology for shipyard production areas optimal layout design. *Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike*, 60(4), 369-377.

Menteş, A. (2000). Manevra ve Sevk Sistemi Seçiminde Bulanık Çok Kriterli Karar Verme, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Menteş, A. (2010). Açık Deniz Yapıları Bağlama Sistemlerinin Dizaynında Bulanık Çok Kriterli Karar Verme Yöntemlerinin Uygulanması, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Mytilinou, V., Lozano-Minguez, E. ve Kolios, A. (2018). A framework for the selection of optimum offshore wind farm locations for deployment. *Energies*, 11(7), 1855.

Ölçer, A. İ. (2001). Yeni Bir Bulanık Çok Öz-Nitelikli Karar Verme Tekniğinin Geliştirilmesi ve Gemi İnşaatı ve Dizaynı Karar Verme Problemlerine Uygulanması, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Ölçer, A. İ., Tuzcu, C. ve Turan, O. (2006). An integrated multi-objective optimisation and fuzzy multi-attributive group decision-making technique for subdivision arrangement of Ro-Ro vessels. *Applied Soft Computing*, 6(3), 221-243.

Ölçer, A. İ. ve Odabaşı, A. Y. (2005). A new fuzzy multiple attributive group decision making methodology and its application to propulsion/manoeuvring system selection problem. *European Journal of Operational Research*, 166(1), 93-114.

Paksoy, A. (1998). Çok Amaçlı Karar Ortamında Gemi Seçimi Modeli, Doktora Tezi, İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Ross, T. J. (2004). *Fuzzy logic with engineering applications (Vol. 2)*. New York: Wiley.

Roszkowska, E. (2011). Multi-criteria decision making models by applying the TOPSIS method to crisp and interval data. *Multiple Criteria Decision Making/University of Economics in Katowice*, 6(1), 200-230.

Saraçoğlu, B. Ö. (2009). Büyük Yatırım Analizlerinde Yeni Genel Bir Yöntem ve Tersane- Liman Yatırımında Bir Uygulama, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Triantaphyllou, E. (2000). *Multi-criteria decision making methods: a comparative study*. Springer, Boston, MA.

Türk, A. ve Özkök, M. (2020). Shipyard location selection based on fuzzy AHP and TOPSIS. Journal of Intelligent & Fuzzy Systems, (Preprint), 1-20.

Uzun, S. (2015). Gemi İnşa Sürecinde Ana Makine ve Jeneratör Seçimi: AHP, TOPSIS, PROMETHEE Uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Teknik Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, Kocaeli.

Ünver, B. (2017). Gemi Dizel Makinelerinde Yapılan Bakım Onarım Çalışmalarına Yönelik Bulanık Mantık Temelli Risk Değerlendirmesi, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.

Yang, Z. L., Zhang, D., Caglayan, O., Jenkinson, I. D., Bonsall, S., Wang, J., ... ve Yan, X. P. (2012). Selection of techniques for reducing shipping NOx and SOx emissions. Transportation Research Part D: Transport and Environment, 17(6), 478-486.

Yaraş, S. (1999). Gemi Ana Makine Seçiminde Çok Kriterli Karar Verme Yöntemlerinin Uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Zangouinezhad, A., Azar, A. ve Kazazi, A. (2011). Using SCOR model with fuzzy MCDM approach to assess competitiveness positioning of supply chains: focus on shipbuilding supply chains. Maritime Policy & Management, 38(1), 93-109.

Zapata Cortés, J. A., Arango Serna, M. D. ve Adarme Jaimes, W. (2012). Applying fuzzy extended analytical hierarchy (FEAHP) for selecting logistics software. Ingeniería E Investigación, 32(1), 94-99.

Url-1 <[https://en.wikipedia.org/wiki/Multiple-criteria\\_decision\\_analysis](https://en.wikipedia.org/wiki/Multiple-criteria_decision_analysis)> 11.10.2021

Url-2 <[https://tr.wikipedia.org/wiki/Yöneylem\\_araştırması](https://tr.wikipedia.org/wiki/Yöneylem_araştırması)> 14.10.2021

Url-3 <[https://en.wikipedia.org/wiki/Analytic\\_hierarchy\\_process](https://en.wikipedia.org/wiki/Analytic_hierarchy_process)> 14.10.2021

Url-4 <<https://en.wikipedia.org/wiki/TOPSIS>> 14.10.2021

# Tersanelerdeki Radyografi Uygulamaları ve Risk Değerlendirmesi

Kağan Yüce <sup>1</sup>, Barış Barlas <sup>2</sup>

<sup>1,2</sup> İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi

<sup>1</sup> (sorumlu yazar), yuce20@itu.edu.tr, ORCID: 0000-0003-1703-9481

<sup>2</sup> barlas@itu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-5846-2369

## ÖZET

Endüstri, sağlık, güvenlik, tarım, sanat, arkeoloji vb. birçok alanda kullanım alanı bulunan radyografi yöntemlerinin güvenli şekilde kullanılabilmesi için birçok uluslararası kurum ve sivil toplum kuruluşu tarafından çeşitli standartlar geliştirilmiştir. Radyasyonla ilgili standartları ve sınırlamaları belirleyen uluslararası kuruluşların yanısıra her ülkede, radyasyon ile ilgili yetkilendirme, takip ve denetleme işlemlerini yürüten ulusal kurumlar bulunmaktadır. Radyografi yöntemi, ışın kaynağından çıkan iyonize radyasyonun madde içerisinden geçerek film üzerinde görüntü oluşturması esasına dayanmaktadır. Radyografide kullanılan iyonlaştırıcı radyasyonun maddeler ve canlılar üzerinde elektriksel, fotokimyasal, flüorüsil ve biyolojik olmak üzere dört temel etkisi bulunmaktadır. Bu etkiler arasında biyolojik etki, canlılar için son derece zararlı ve tehlikeli olmasına karşın; diğer etkiler, insanoğlu için faydalı amaçlarla kullanılmaktadır. Tersanelerde kaynak imalatların kontrolünde sıklıkla kullanılan bu yöntem ile Türkiye tersanelerinde yılda ortalama 8,500 adet çekim yapıldığı hesaplanmaktadır. Bu çalışmada tersanelerde uygulanan radyografi riskleri; cihaz kaynaklı, personel kaynaklı ve organizasyon kaynaklı olarak üç başlıkta incelenmiştir. Belirlenen risklerin 5x5 matris yöntemi kullanılarak risk analizi ve değerlendirilmesi yapılmıştır. Risklerin nedenleri ve bu risklere karşı alınabilecek tedbirler açıklanmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Endüstriyel radyografi, iyonize radyasyon, radyasyondan korunma, tersanelerde radyografi uygulamaları, tahribatsız muayene, risk analizi, biçimsel risk analizi.

**Makale geçmişi:** Geliş 24/06/2021 – Kabul 20/10/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.957000>

# Risk Assessment Analysis of Radiographic Testing in Shipyards

Kağan Yüce <sup>1</sup>, Barış Barlas <sup>2</sup>

<sup>1,2</sup> İstanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering

<sup>1</sup> (corresponding author), yuce20@itu.edu.tr, ORCID: 0000-0003-1703-9481

<sup>2</sup> barlas@itu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-5846-2369

## ABSTRACT

There are many international and non-governmental organizations in order to use the radiography method, which has many areas such as industry, health, security, agriculture, art and archeology. In addition to the international organizations that set the standards and limitations on radiation, there are national institutions in each country that carry out authorization, monitoring and inspection procedures regarding radiation. The radiography method is based on the principle that ionized radiation emanating from the radiation source passes through the substance and creates an image. The ionizing radiation used in radiography has four basic effects on substances and humans: electrical, photochemical, fluorescent and biological. Among these effects, although the biological effect is extremely harmful and dangerous for living things; other effects are used for human benefit. This method, which is frequently used in the control of welded manufactures in shipyards, takes an average of 8,500 shots per year in the light of the latest data on shipbuilding projects in Turkey. Considering the risks in the shipyard, the risks of the radiography applied in this study; It has been examined under three headings: device sourced, personnel sourced, and organization sourced. Risk analysis and assessment of the identified risks were made using the 5×5 matrix method. The reasons for the risks and the measures to be taken against these risks are explained.

**Keywords:** Industrial radiography, ionizing radiation, radiation protection, radiation protection in shipyard, non-destructive testing, risk analysis, formal risk analysis.

**Article history:** Received 24/06/2021 – Accepted 20/10/2021

## 1. Giriş

Tahribatsız muayene (Non-Destructive Testing- NDT) yöntemlerinden birisi olan radyografik muayene, günümüzde endüstri, sağlık, güvenlik, tarım, sanat, arkeoloji vb. birçok alanda kullanılmaktadır. Bir ışın kaynağından çıkan iyonize radyasyonun malzeme içerisinden geçerek çeşitli yöntemlerle görüntü oluşturması esasına dayalı bu yöntem, endüstride sıklıkla tercih edilmektedir. Diğer tahribatsız muayene yöntemlerine göre avantajları bulunmasına rağmen en büyük dezavantajı güvenlidir. Ayrıca yöntemin ilk yatırım maliyeti test edilecek malzeme kalınlığına ve türüne bağlı olarak yüksek olabilmektedir.

Radyasyonun ve insan vücuduna olan zararlı etkilerinin keşfedilmesinden sonra, iyonize radyasyonun çalışanlara ve halk sağlığına etkilerini asgari düzeyde tutabilmek amacıyla bağımsız ve uluslararası bir sivil toplum kuruluşu olan Uluslararası Radyolojik Koruma Komisyonu kurulmuştur (1928). Birleşmiş Milletler bünyesinde ise 1954 yılında atomik radyasyonun etkilerini incelemek ve bu konuda raporlar hazırlamakla görevli bilim komitesi (UNSCEAR, 2021) oluşturulmuştur. İyonize radyasyonun güvenli kullanımı, insan sağlığına etkileri ve bu konudaki kısıtlamaları belirleyebilmek için yasal düzenlemeyi oluşturmak, uluslararası standartları belirlemek ve ulusal mevzuatlar için asgari gereklilikleri belirlemek amacıyla 1957 yılında Uluslararası Atom Enerjisi Kurumu (IAEA) kurulmuştur. Ülkemizde radyasyonla ilgili faaliyetleri düzenlemek amacıyla 1956 yılında kurulan Türkiye Atom Enerjisi Kurumu (TAEK), günümüzde Nükleer Düzenleme Kurumu (NDK) adıyla faaliyetlerine devam etmektedir (TENMAK, 2021).

Uluslararası Atom Enerjisi Kurumu bugüne kadar 9000'den fazla bilimsel yayın, rapor ve rehber doküman yayımlamıştır. Bu dokümanlar çoğunlukla nükleer enerji ile ilgili olsa da Uluslararası Atom Enerjisi Kurumu ve Uluslararası Çalışma Örgütü mesleki radyasyondan korunma ile ilgili standartları belirlemiştir (IAEA, ILO, 2018). Uluslararası standartların tavsiyeleri doğrultusunda hazırlanan ve ülkemizde gerçekleştirilen radyasyon ile ilgili faaliyetleri düzenleyen Radyasyon Güvenliği Yönetmeliği yayımlanmıştır. Ayrıca Nükleer Düzenleme Kurumu, endüstriyel radyografinin güvenli bir biçimde uygulanabilmesi amacıyla Endüstriyel Radyografi Çalışma Kılavuzu yayımlamıştır. İyonize radyasyonun endüstriyel uygulamaları ile ilgili olarak literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. Zeyrek (2014), iyonlaştırıcı radyasyon uygulamalarının zararlı etkilerinden korunmaya yönelik genel kavramlar ile temel prensipleri irdemiştir. Pandey vd. (2016), endüstriyel radyografide kullanılan cihazlarda meydana gelebilecek sorunları ve bu durumun oluşturacağı riskleri 'Hata Türleri ve Etki Analizi (FMEA)' yöntemi ile değerlendirmiştir. Çimen vd. (2017), iyonize radyasyonun özellikleri ve olası zararlı etkilerinden korunmaya yönelik alınabilecek önlemleri incelemiştir.

Bu çalışmada, tersanelerde de sıklıkla kullanılan radyografinin iş sağlığı ve güvenliği bakımından oluşturduğu riskleri değerlendirmek ve tersaneler özelinde alınabilecek önlemleri incelemek amaçlanmıştır.

## 2. Radyasyon ve Endüstride Kullanımı

Radyasyon, elektromanyetik dalgalar veya parçacıklar biçiminde enerji yayılımı ve aktarımıdır. Temel olarak radyasyon, iyonlaştırıcı ve iyonlaştırıcı olmayan radyasyon olarak ikiye ayrılmaktadır. İyonlaştırıcı radyasyon, atomlardan veya iyonlaşabilen moleküllerden elektron koparabilirken; iyonlaştırıcı olmayan radyasyon koparamaz. Örnek verecek olursak; görünür ışık, radyo dalgaları, mikrodalga ışınları atomları iyonize edemezken; alfa, beta, X ve gama ışınları iyonize edebilmektedir (Çimen vd., 2017). Endüstriyel radyografide de iyonlaştırıcı radyasyon kullanılmaktadır.



İyonlaştırıcı radyasyonun maddeler ve insanlar üzerinde dört temel etkisi bulunmaktadır. Bu etkiler elektriki etki, fotokimyasal etki, flüorışıl etki ve biyolojik etki olarak sınıflandırılmaktadır. Elektriki etki ile iletken olmayan bir madde iyonizasyon ile iletken hale getirilir. Bu özellik kullanılarak radyasyonun ölçülmesi mümkün hale gelmektedir. Fotokimyasal etki, filmli radyografide görüntünün oluşmasını sağlayan gümüş-bromürü (AgBr) iyonlarına ayırarak film üzerinde görüntü oluşmasını sağlar. Flüorışıl etki kullanılarak belirli maddeler radyasyonu görünür hale getirebilmektedir. Bu sayede radyasyondan korunma konusunda fayda sağlamaktadır. Radyasyonun biyolojik etkisi ise insan vücudunda veya çevrede bulunan nötr atomları iyonize hale getirerek çeşitli kimyasal tepkimelere neden olmaktadır. Bu tepkimeler sonucunda, insan ve çevre için geçici ve kalıcı zararlı etkiler meydana gelmektedir. Olumsuz biyolojik etkilerden korunmak maksadıyla oluşturulan radyasyondan korunma sistemleri öncelik olarak radyasyonun kaynağını kontrol altında tutmaktır. Kaynağın kontrolünün sağlanamadığı durumlarda kişi odaklı korunma sistemi uygulanır (Zeyrek, 2014).

Endüstriyel radyografide iyonlaştırıcı radyasyon olarak X ve gama ışınları kullanılmaktadır. Bu ışınlar sayesinde malzemelerin iç kusurları tahribatsız olarak tespit edilebilmektedir. X ve gama ışınları arasındaki temel farklılık, oluşum şekillerinden kaynaklanmaktadır. X ışınları havası boşaltılmış (vakum) bir tüpte katot tarafından üretilen elektronların anottaki hedef metalde durdurulmasıyla üretilirken, gama ışınları radyoaktif maddelerde çekirdek parçalanması ile meydana gelir. X ışını üretilebilmesi için elektrik enerjisine ihtiyaç duyulurken, gama ışını üretmek için herhangi bir enerjiye ihtiyaç duyulmaz. Daha birçok farklılıkları bulunan bu radyasyon kaynakları, ihtiyaç duyulan enerji miktarına veya saha uygulamalarındaki fiziki şartlara bağlı olarak endüstride tercih edilmektedir.

Endüstriyel radyografide kullanılan X ışını cihazları Şekil 1’de görüleceği üzere radyasyonun üretildiği tüp ve bu üretimden dolayı ortaya çıkan ısıyı uzaklaştırmak için soğutma sistemini barındıran bir yapıdır. Cihazda bulunan tüpün gerilimini, akımını ve ışın süresini ayarlamak ve görüntüleyebilmek için de kontrol paneli bulunmaktadır. Gama cihazları Şekil 2’de görüldüğü gibi gama ışını üreten radyoizotopu muhafaza eden bir yapıdan ibarettir. Cihazın ön ve arkasında bulunan hortum, radyoizotopun dişli mekanizmasıyla ortaya çıkması için kullanılmaktadır.



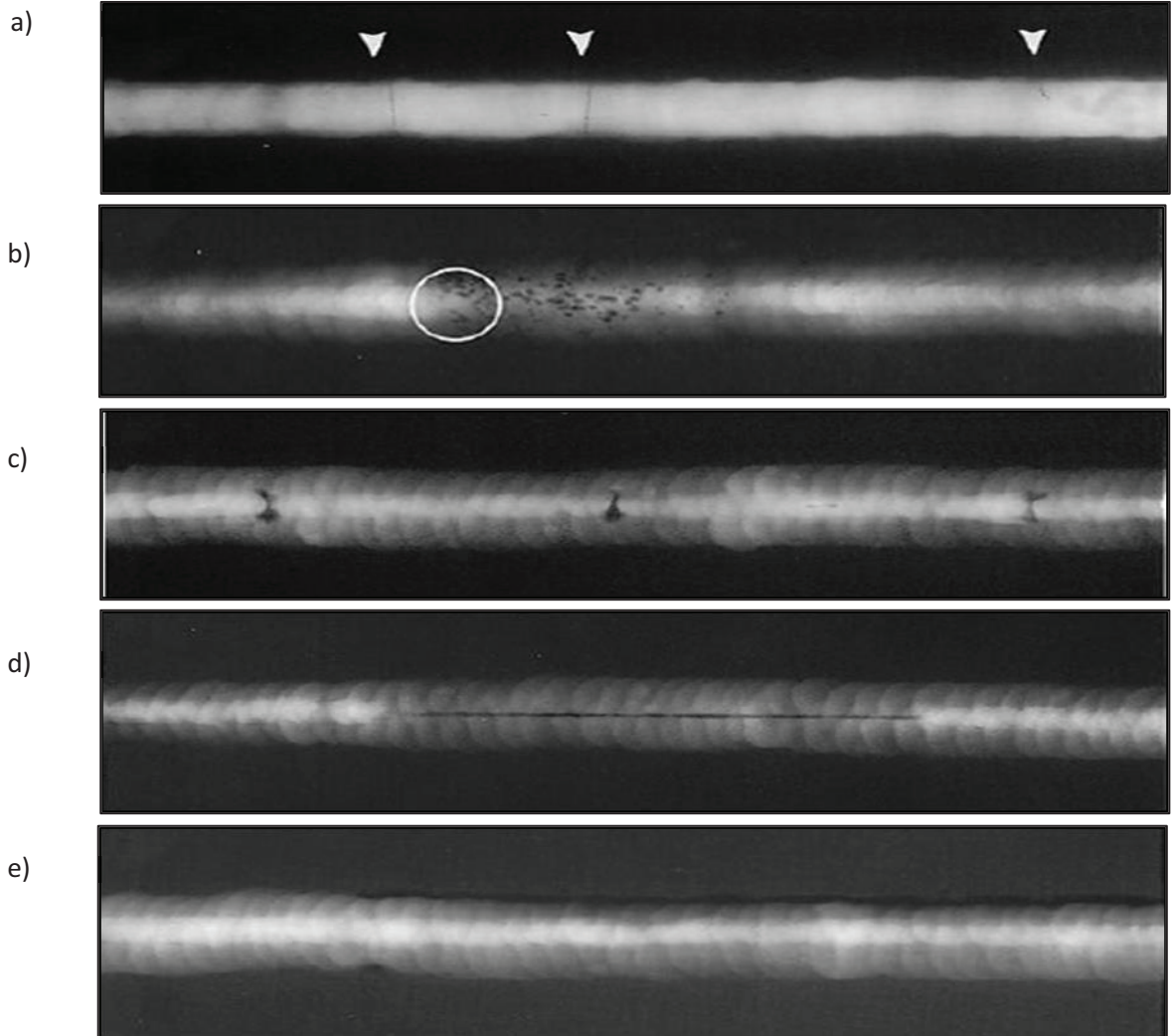
**Şekil 1.** Endüstriyel uygulamalarda kullanılan taşınabilir X ışını cihazı ve kontrol paneli (Huatec, 2021)

Tahribatsız muayene yöntemlerinden birisi olan endüstriyel radyografi, döküm yoluyla imal edilen malzemelerin, kaynaklı birleştirmelerin, boru hatlarının, basınçlı tankların, çelik ve çelik dışı malzemelerin iç yapısının görüntülenebilmesine imkan vermektedir. X veya gama ışını, malzemenin

içerisinden geçirilerek arkasında bulunan film üzerine düşürülür. Bu sayede malzemenin içindeki çatlaklar, boşluklar, kalıntılar, uygulama hataları vb. süreksizlikler film üzerinde görüntülenebilmektedir.



**Şekil 2.** Endüstriyel uygulamalarda kullanılan bir gama ışını cihazı (Honesdom, 2021)



**Şekil 3.** Radyografi ile görüntülenen süreksizliklerin film üzerindeki görünümleri (DuPont NDT Systems, 1993)

Şekil 3’de bulunan örnek filmlerde görüldüğü gibi gözle tespit edilemeyen süreksizlikler karakterize edilip, belirli standartlara göre değerlendirilebilir (DuPont NDT Systems, 1993). Şekil 3’de örnek olarak gösterilen kaynak filmlerinden;

- (a) filmi kaynak içerisinde bulunan çatlak hatasını,
- (b) filmi kaynak sırasında nem veya başka nedenlerle oluşan gaz boşluklarını,
- (c) filmi kaynak içerisinde bulunan kum veya cüruf kalıntılarını,
- (d) filmi kaynak işleminin kök tarafında yeterli ergitme sağlamaması nedeniyle ergime noksanlığı hatasını,
- (e) filmi kaynak sırasında kullanılan akım şiddeti, elektrot, operatör vb. etkilerle oluşan yanma oluşu hatasını göstermektedir.

Tahribatsız muayenede radyografi, kapalı alan ve saha radyografisi olarak iki gruba ayrılmaktadır. Arasındaki temel fark; kapalı alan radyografisinde muayene parçası cihazın yanına taşınırken, saha radyografisinde radyasyon kaynağı muayene edilecek bölgeye taşınır. Bu bakımdan kapalı alanda yapılan çekimler hem ortam şartlarının uygunluğu hem de radyasyonun kontrol altında tutulması yönünden daha avantajlıdır. Ancak endüstrinin tabiatı gereği ve özellikle tersaneler özelinde düşünülecek olursa saha radyografisi tercih edilen bir yöntem olmaktadır.

### 3. Radyasyon Güvenliği ile İlgili Yönetmelikler

Radyasyonun zararlı etkilerinden çalışanları, toplumu ve çevreyi korumak için uluslararası ve ulusal kurallar bulunmaktadır. Başta lisans sahipleri, radyasyondan korunma sorumluları ve radyografçılar olmak üzere, endüstriyel uygulamaların yapıldığı ortamlardaki tüm çalışanlar bu kurallara uymak zorundadır. Kuralların yer aldığı yönetmelikler, radyasyon alanlarının sınıflandırılması, çalışma koşullarının belirlenmesi, acil durumlar, radyoaktif kaynağın değişimi, taşınması, saklanması; cihaz seçimi, cihazların kalibrasyonu, yıllık maruz kalınabilecek doz sınırlamaları ve mesleki ışınlamaların takibi konularını kapsar.

Uluslararası Atom Enerjisi Kurumu (IAEA), iyonize radyasyonun zararlı etkilerinden insanları, çevreyi korumak ve üye ülkelerin yerel mevzuatlarında uygulanması için temel güvenlik standartları yayımlamıştır. IAEA’ya ait bu standartlarda, tüm tarafların asgari sorumlulukları, devletin ve yöneticilerin rolü, radyasyonun etkin ve güvenli olarak yönetilmesi, radyasyon faaliyetinin gerekçelendirilmesi, maruz kalınan dozun optimizasyonu, bireysel risklerin sınırlandırılması, mevcut ve gelecek nesillerin korunması, kazaların önlenmesi, acil durumlara hazırlık, kontrolsüz radyasyona karşı önlemlerin belirlenmesi on temel prensip olarak kabul edilmiştir (IAEA, 2014). Uluslararası Atom Enerjisi Kurumu (IAEA)’nın, temel güvenlik standartlarını esas alarak yayımladığı endüstriyel radyografide radyasyondan korunma rehberi bulunmaktadır. Rehberde, tahribatsız muayenelerde kullanılan endüstriyel radyografinin X ve gama ışınlarıyla güvenli bir biçimde icra edilebilmesi için kapalı alan ve saha uygulamalarında kullanılmak üzere tavsiyeler bulunmaktadır (IAEA, 2011). Uluslararası Radyasyondan Korunma Komisyonu (ICRP), ilk olarak 1977 yılında oluşturduğu Doz Sınırlama Sistemi, ülkeler tarafından kabul görerek uygulanmaya başlanmıştır. Buna göre radyasyondan korunma; gerekçelendirme, optimizasyon ve doz sınırlaması başlığı altında üç temel prensibe ayrılmaktadır. Gerekçelendirme, radyasyon uygulaması sonunda elde edilecek net faydayı; optimizasyon, radyasyon uygulamalarında alınacak doz ile sağlanacak net fayda arasındaki optimizasyonu; doz sınırlaması ise kişilerin ve toplumun yıllık maruz kalabileceği doz miktarının belirlenmesini ifade etmektedir (ICRP, 2007).

Uluslararası standartların asgari gereklerine uygun olarak her ülke, ulusal mevzuatlarını oluşturmuştur. Ulusal mevzuatlar doğrultusunda iyonize radyasyonun endüstride uygulamalarını kapsayan birçok rehber dokümanda; endüstride kullanılan cihazlar hakkında dikkat edilmesi gereken hususlar, endüstri özelinde ortaya çıkan riskler ve korunma yollarını içeren tavsiyeler bulunmaktadır. Kanada Nükleer Güvenlik Komitesi tarafından hazırlanan Endüstriyel Radyografide Emniyetli Çalışma dokümanı, özellikle endüstride nispeten daha çok kullanılan gama kaynakları ile yapılan çalışmalarda uyulması gereken kuralları, ulusal mevzuatların gerekliliklerini ve operasyon öncesinde ve sonrasında yapılması gereken kontrollerin bulunduğu kontrol listelerini içermektedir (CNSC, 2014). Ülkemizde de iyonize radyasyonun güvenli bir biçimde kullanılması için temel güvenlik standartlarının, kişilerin maruz kalabileceği azami doz miktarlarının ve lisans sahibinin, radyasyondan korunma sorumlusunun, radyografçıların sorumluluklarının belirlendiği Radyasyon Güvenliği Yönetmeliği bulunmaktadır (Radyasyon Güvenliği Yönetmeliği, 2000). Endüstride kullanılan radyasyonun güvenli kullanımına yönelik olarak da 2005 yılında Endüstriyel Radyografide Radyasyondan Korunma ve Lisanslama Yönetmeliği yayımlanmıştır (Endüstriyel Radyografide Radyasyondan Korunma ve Lisanslama Yönetmeliği, 2005). Bu Yönetmelikte, radyasyondan korunma ile ilgili olarak:

**Madde 39–** *Radyasyondan korunma sorumlusu ve radyografçılar tarafından bu Yönetmeliğin 38 inci maddesinde belirtilen endüstriyel radyografi çalışma yöntemlerinin uygulanmasında, kaynak değişimlerinde, taşımalar ile bakım ve onarımlarda, sızıntı testlerinde, ölçüm ve kontrollarda radyasyon korunmasının aşağıda verilen üç temel ilkesi uygulanır:*

a) *Zaman: Radyasyon kaynağı veya kaynakları bulduran cihazlar ile olan işlem mümkün olan en kısa sürede tamamlanır.*

b) *Uzaklık: Radyasyon doz hızının, uzaklığın karesi ile ters orantılı olarak azaldığı göz önünde bulundurularak, radyasyon kaynağı veya kaynakları bulduran cihazlardan yeterli uzaklık sağlanır.*

c) *Zırhlama: Maruz kalınacak dozu azaltmak için zaman ve uzaklık ilkelerinin yeterli olmaması durumundaki çalışmalar, kurşun, beton gibi soğurucu özelliği olan yoğun malzemelerden yapılmış engeller arkasından yürütülür.*

Radyasyondan korunma ile ilgili bu üç madde, tersanelerdeki uygulamaların güvenli bir biçimde yürütülmesi için de geçerlidir. Tersanelerdeki uygulamalarda radyasyon kaynağı ile olan sürenin minimumda tutulması, mümkün olduğu kadar kaynak ile operatör arasındaki mesafenin uzun tutulması ve radyasyonun etkilerinden korunmak için sac veya beton gibi malzemelerin arkasına saklanması ile radyasyondan korunulmaktadır.

#### **4. Radyografinin Tersanelerdeki Uygulamaları**

Dökümden kaynağa birçok imalat yöntemini bir arada bulduran gemi inşa sanayi, endüstrinin önemli bir koludur. Bu doğrultuda hem üretilen malzemelerin kontrolü hem de işletme halinde bulunan malzemelerin periyodik kontrolleri için tahribatsız muayene yöntemleri azami önem arz etmektedir. Gemi inşaatında kullanılan kaynaklı birleştirmelerin kontrolü de tahribatsız muayene yöntemleriyle yapılmaktadır. Yüksek ısı girdisiyle birleştirilen iki malzeme arasında, yüzeysel kusurlar ve iç kusurlar ortaya çıkmaktadır. Yüzeysel kusurların tespiti için gözle, penetrantla, manyetik parçacıkla muayene yöntemleri kullanılırken; gözle tespiti mümkün olmayan iç kusurların tespiti için temel olarak ultrasonik, radyografik ve girdap akımları yöntemleri mevcuttur. Bu yöntemler sayesinde, gerekli koşulların sağlanması koşuluyla iç kusurlar tespit edilebilmektedir. Radyografi, ince parçalara uygulanabilmesi, kusurların karakterizasyonu, muayene sonucunda görsel kanıt

oluşturulabilmesi ve muayeneyi yapan operatör etkisinin nispeten düşük olması nedeniyle tercih edilmektedir.

Gemi klas kuruluşlarının tekne yapım kuralları incelendiğinde, kaynaklı birleştirmelerin tahribatsız muayene ile kontrol edilmesi gerektiği görülmektedir. Türk Loydu Cilt A Kısım 3 Bölüm 12'e göre kaynaklı birleştirmelerin tahribatsız muayene kapsamı, gemi tipine ve yapısına bağlı olarak aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır (Türk Loydu, 2019).

$$A = 0.8 * A_L * c_p * (A_B * c_B + A_H * c_H) \quad (1)$$

Burada,

$$A_L = L / (16 * a_0),$$

$$L = \text{Gemi boyu},$$

$$a_0 = L / 500 + 0.48 \leq 1.0 \text{ [m]},$$

$$\text{Enine posta sistemi için;} \quad c_p = 1.5,$$

$$\text{Enine ve boyuna karışık posta sistemi için;} \quad c_p = 2.0,$$

$$\text{Boyuna posta sistemi için;} \quad c_p = 2.3,$$

$$A_B = B / 2.5,$$

$$B = \text{Gemi genişliği},$$

$$A_H = H / 2.5,$$

$$H = \text{Derinlik},$$

$$\text{Tek cidarlı tankerler ya da benzer ana çerçeve kesitleri için;} \quad c_B = 1.0,$$

$$\text{Kuru yük ve dökme yük gemileri için;} \quad c_B = 1.3,$$

$$\text{Konteyner gemileri ve çift cidarlı tankerler (kimyasal) için;} \quad c_B = 1.5,$$

$$\text{Kuru yük gemileri için;} \quad c_H = 0.5,$$

$$\text{Tankerler, konteyner gemileri ve dökme yük gemileri için;} \quad c_H = 0.5,$$

$$\text{İlave boyuna perdesi olan çift cidarlı tankerler için;} \quad c_H = 0.5,$$

Örnek vermek gerekirse, 100 metre boyunda, 25 metre eninde ve 20 metre derinliğe sahip bir yüzer havuz inşası için Denklem 1'e göre;

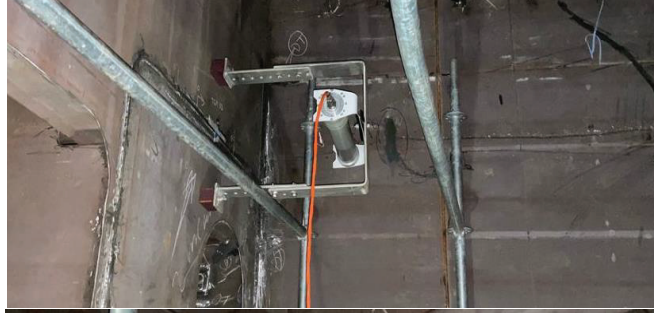
$$A_L = 9.19, A_B = 10, A_H = 8,$$

$$c_B = 1.3, c_p = 2.0, c_H = 0.5,$$

$$A = 0,8 * (9,19) * (2,0) * (10 * 1,3 + 8 * 0,5) = 250$$



(a) Perde kaynak radyografisi



(b) Dış kaplama armuz kaynak radyografisi



(c) İç cidar perde kaynak radyografisi



**Şekil 4.** Endüstriyel radyografinin gemi inşa uygulamalarından görünüşler.

radyografik muayene sayısı (A) 250 adet olmaktadır. Bu formül ile belirlenen radyografik muayene sayısı, sızdırmaz bölmeleri oluşturan su geçirmez perdeler üzerindeki kaynaklara, blokların birleşim yerlerine, enine ve boyuna kaynakların birleşim noktalarına ve yapısal elemanlar üzerindeki kaynaklara öncelik vermek suretiyle tahribatsız muayene bölgeleri tespit edilmektedir. Her gemi inşa projesinde uygulanan radyografik muayeneler, klas kuruluşlarından onaylatılması gereken tahribatsız muayene planına göre gerçekleştirilir.

Türkiye’de 2020 yılı itibarıyla Marmara ve Batı Karadeniz bölgelerinde yoğun olmak üzere, faal 82 tersane bulunmaktadır. Gemi inşa sanayisinin içerisinde bulunduğu küresel ekonomik sisteme göre üretim sayısı belirlenen tersanelerde, 2008-2019 yılları arasında yılda ortalama 34 gemi inşa edilmiştir (Deniz Ticaret Odası, 2020). İnşa edilen bu projeler kapsamında gerçekleştirilen tahribatsız muayeneler için ortalama 250 radyografik çekim yapıldığı kabul edilecek olursa, tersanelerdeki gemi inşa projeleri kapsamında yıllık ortalama 8,500 adet radyografik çekim yapılmaktadır.

Tersanelerde gerçekleştirilen gemi inşa projelerinde tahribatsız muayeneler kalite kontrol departmanının sorumluluğundadır. Ancak tersaneler, radyografi uygulamaları için radyasyon cihazını bünyelerinde bulundurmamaktadır. Bunun yerine muayeneler, münferit olarak alt yükleniciler

tarafından gerçekleştirilmektedir. Projenin tahribatsız muayene planına göre alt yüklenici ile koordine kurulup, muayenesi yapılacak kaynak işleminden sonra, iş sağlığı ve güvenliği bakımından ve iş planlamalarının aksamasının önüne geçmek maksadıyla gece saatlerinde ya da öğle paydoslarında radyografik muayene gerçekleştirilir. X ya da gama ışın kaynağı kullanımı radyografçı tarafından tahribatsız muayene prosedürüne göre belirlenecek olup, saha şartlarından dolayı genellikle gama ışın kaynağı kullanılmaktadır. Tersane ortamına aşına olmayan personelin muayene işlemini gerçekleştirmesi, muayenenin yapıldığı zaman ve gama kaynak kullanımı radyografi işleminin güvenli biçimde uygulanmasında ciddi riskler barındırmaktadır.

Saha radyografisinin uygulandığı tersaneler, birçok branşın aynı anda ve kısıtlı alanlarda birlikte çalışmak durumunda kaldığı, buna karşın zamanın ve maliyetin azami önemli olduğu iş alanlarıdır. Şekil 4’de endüstriyel faaliyetlerde kullanılan radyografi cihazının tersane şartlarındaki kullanımı gösterilmektedir: (a) perde kaynak radyografisi, (b) dış kaplama armuz kaynak radyografisi ve (c) iç cidar perde kaynak radyografisi. Bu özellikleriyle diğer endüstri kollarından ayrılan tersanelerde, radyografi gibi yüksek risk içeren faaliyetlere iş sağlığı ve güvenliği bakımından azami önem gösterilmesi gerekmektedir. Öncelikle radyasyonla ilişkili risklerin ve radyolojik olmayan risklerin tersane şartlarına göre belirlenmesi, değerlendirilmesi ve buna göre önlemler alınması, oluşabilecek kazaların önüne geçilebilmesi için önemli bir gerekliliktir.

## 5. Tersanelerde Radyasyon Kaynaklı Riskler ve Korunma Yolları

Endüstride uygulanan radyografinin sahip olduğu potansiyel risklerin, tersaneler ve gemiler için özel olarak değerlendirilmesi gerekmektedir. Bu kapsamda endüstriyel radyografinin tersanelerdeki uygulamalarında ortaya çıkan riskleri üç ana başlıkta incelemek mümkündür.

- Cihaz kaynaklı riskler
- Personel kaynaklı riskler
- Organizasyon kaynaklı riskler

### 5.1. Cihaz kaynaklı riskler

Radyografide kullanılan X ve gama ışını üreten cihazların kullanılması ve taşınabilmesi için Nükleer Düzenleme Kurumu (NDK)’ndan lisans alınması gerekmektedir. Ülkemizde 2019 yılında lisanslı endüstriyel radyografi cihazı sayısı 784 adet iken bu sayı 2010 yılında 642 adetti (NDK, 2019; NDK, 2020). Aynı zamanda NDK sorumluluğunda icra edilen Endüstriyel Radyografide Radyasyondan Korunma Sorumlusu eğitimi ile yetkilendirilen personel sayısı 2010 ila 2017 yılları arasında toplam 1430 kişidir (Zeyrek ve Babayiğit, 2016; Zeyrek ve Akbıyık, 2020). Buna göre endüstride kullanılan radyografi cihazları sayısı artışının eğitim alan personel sayısına göre nispeten az olmasının nedeni radyografi cihazlarının uzun yıllar kullanılması çıkarımı yapılabilir. Bu durum da radyografi cihaz bakımının önemini arttırmaktadır. Eğer cihaz bakımları düzenli ve kapsamlı olarak yapılmazsa bu durum iş güvenliği bakımından riskler oluşmaktadır.

X ışını cihazlarındaki soğutma ünitesinde meydana gelen bir arıza, cihazın çalışmamasına ya da muayene sırasında istenilen enerji düzeyine ulaşamamasına neden olmaktadır. Cihaz ile kontrol ünitesi arasındaki elektriksel bağlantıyı oluşturan kabloların da hasar görmesi elektrik iletiminde sorun oluşturacaktır. X ışının üretiminin durmadan devam etmesi gibi elektrik iletiminde oluşacak sorunlar, operatör ve çevre için ciddi risk unsurudur.

Gama ışını cihazları, yüksek enerjide iyonize radyasyon yayan izotopun muhafaza edildiği kapsül ile izotopu uzaktan kumanda edilerek bu kaynağın kapsülden dışarı çıkmasını sağlayan, içerisinde dışı sistemi barındıran hortumdan ibarettir (Pandey vd., 2016). Cihazın basit yapısına karşın üzerinde barındırdığı bağlantı elemanları, pimler ve yaylarda meydana gelen aşınma, korozyon, kırılma, çatlak vb. hatalar kaynağın hareketini engellemesine, kontrolden çıkmasına, kaybolmasına neden olabilmektedir. Ayrıca kapsülün saha şartlarından dolayı eskimesi ve koruyuculuğunu yitirmesi nedeniyle kaynak kapsüldeyken de ortama ışın yaymaya devam edebilir. Bu durumu önlemek için cihaza düzenli olarak sızıntı testleri yapılmalıdır.

Aktif ve pasif olarak doz ölçümü yapılan cihazların kalibrasyonlarının ve bakımlarının yapılmaması da ortamdaki radyasyonun tespitini engelleyeceğinden operatör ve diğer çalışanlar için risk oluşturmaktadır.

Cihaz kaynaklı riskler endüstriyel radyografideki tüm sektörler için ortak olarak bulunsa da, muayene sırasında kullanılan tüm cihazların lisanslarının olması, gerekli standartları sağlaması ve bakımlarının düzenli yapılması iş güvenliği bakımından azami önem arz etmektedir. Ayrıca bu hususların çalışma öncesinde tersanede bulunan yetkililer tarafından kontrol edilmesi, çalışma sırasında ve sonunda kullanılması gereken ölçüm cihazlarının kalibrasyonlarının olma durumunun denetim altında tutulması gerekmektedir.

## 5.2. Personel kaynaklı riskler

Endüstriyel radyografide kullanılan cihazlara bağlı risklerin bu cihazları kullanan operatör tarafından da bilinmesi gerekmektedir. Bu nedenle NDK'nın düzenlediği Radyasyondan Korunma Eğitimi'nin radyografi operatörlerinin ve radyasyondan korunma sorumlusunun alması zorunludur. Bu eğitim sayesinde personelin kullandığı cihaz hakkında ayrıntılı bilgi sahibi olması, uyması gereken yasal zorunlulukları bilmesi, radyasyondan korunma metodlarını ve ölçüm yöntemlerini kavraması, acil durumlarda yapılması gerekenleri bilmesi sağlanmaktadır. Alınan eğitimler; güncel gelişmelere, uluslararası kuruluşların tavsiyelerine, yasal mevzuatların değişmesine bağlı olarak periyodik olarak yenilenmelidir. Tersanelerde uygulanan radyografi muayenelerinde bahse konu eğitimi almış, yetkili ve belgeli personelin dışında yetkisiz kişilerin çalışması iş güvenliği bakımından ciddi risk unsurudur. Bu durum tersane yetkilileri tarafından denetim altında tutulmalıdır.

Tersanelerde uygulanan radyografik muayenelerde, muayene bölgesinde veya yakınlarında farklı birimlerden personelin bulunma olasılığı vardır. Radyografi ile ilgisiz personelin radyasyondan etkilenmesi riski; tersanede uygulanan radyografi işlemleri ve radyasyonun etkilerinin diğer çalışanlar tarafından bilinmesi ile önlenemez. Bu nedenle tersanede çalışan personelin radyasyon ve etkileri hakkında bilgi sahibi olması, iş sağlığı ve güvenliği bakımından büyük önem arz etmektedir.

Herhangi bir duyu organıyla tespiti mümkün olmayan radyasyonun tespiti için doz ölçüm cihazları kullanılmaktadır. Doz ölçüm cihazları aktif ve pasif olarak iki gruba ayrılmaktadır. Aktif doz ölçüm cihazları, ortamdaki mevcut dozun anlık ölçümünü yapan önemli bir araçtır. Muayene sırasında ortamda radyasyon olması durumunda sesli ikaz verebilen bu cihazların kullanılması, kalibrasyonlarının yapılarak doğru ölçüm yapmasının sağlanması ve herhangi bir arızaya karşı yedek doz ölçüm cihazının muayenelerde bulundurulması personel kaynaklı riskleri minimize etmektedir. Pasif doz ölçüm cihazları ise personelin maruz kaldığı dozun yasal sınırlar altında olup olmadığının belirlenebilmesi için NDK tarafından takibi yapılan cihazlardır. Uluslararası Radyasyondan Korunma Komisyonu (ICRP)'nin 2007 yılında yayımladığı tavsiyelere göre, çalışanların tıbbi amaçlı radyasyon

haricinde maruz kalabileceği maksimum doz miktarları yıllık 20 mSv değerini aşmamalıdır (ICRP, 2007).

Radyografik muayenelerde maruz kalınan radyasyonu asgari düzeyde tutmak maksadıyla personelin alması gereken bazı tedbirler bulunmaktadır. Tersanelerde radyografik muayene bölgesi; inşa halinde bulunan bir gemi, faal bir gemi ya da tersanede imal edilen bir konstrüksiyon olabilir. Bu durum, radyografik muayene sahasının kontrol altında tutulmasını zorlaştırmaktadır. Ayrıca radyografi ile ilgisiz kişilerin de doz alması gibi riskleri oluşturmaktadır. Radyasyondan Korunma Yönetmeliğine göre radyografik muayene yapılacak alan doz seviyelerine göre şeritlerle ayrılmalıdır. Denetimli alan olarak ayrılacak bölge, giriş ve çıkışın radyasyon korunma sorumlusunun denetimine tabi olduğu ve doz ölçüm cihazlarının kullanımının zorunlu olduğu alanlardır. Denetimli alan, radyasyondan korunma sorumlusu tarafından kaynağın aktivitesine ve ışın şiddeti değerine göre belirlenerek şeritlerle ayrılmalıdır. Ayrıca denetimli alan uyarı işaretleriyle donatılmalı, sesli ve ışıklı uyarı cihazları kullanılmalıdır.

Gama cihazları kullanımı durumunda radyoaktif kaynaktan çıkan radyasyon her yöne saçılmaktadır. Radyasyonun kontrolsüz olarak etrafa saçılmasını önlemek amacıyla yönlendiriciler (collimator) bulunmaktadır. Bu sayede iyonize radyasyon, muayene alanına yönlendirilerek, radyasyonun ilgisiz alanlara dağılması önlenmektedir. Radyografik muayenede görevli personel arasındaki iletişimin etkin olmaması iş sağlığı ve güvenliği bakımından ciddi riskler barındırmaktadır. Muayenede film değiştirme işlemi ya da kaynağın yeniden konumlandırılması sırasında etkin iletişim yetersizliği nedeniyle radyasyonun gerekli önlemler alınmadan ortaya çıkarılması, muayene personelinin ciddi radyasyon almasına neden olabilir. Bu durumu önlemek maksadıyla muayenede görevli personel sayısının optimum düzeyde tutulması ve çalışanlar arasında etkin iletişimin sağlanması gerekmektedir. Özellikle gama ışını cihazların kullanıldığı muayenelerde kaynağın kontrolden çıkması, düşmesi ve kaybolması gibi durumlar ortaya çıkabilmektedir. Muayene sırasında oluşabilecek acil durumlara karşı muayene personelinin yapılması gerekenleri bilmesi gerekir. Acil durumlara müdahale için gerekli ekipmanların muayene sırasında bulundurulması, tersanelerdeki yetkili birimlerce kontrol edilmelidir.

### 5.3. Organizasyon kaynaklı riskler

Endüstriyel radyografinin tersanelerdeki uygulaması sırasında, tersane yönetiminin, planlama, işletme, kalite ve kontrol birimleri ile iş sağlığı ve güvenliği biriminin sorumlulukları bulunmaktadır. Bu sorumluluklara bağlı olarak ortaya çıkabilecek riskler, organizasyon kaynaklı riskler olarak tanımlanmıştır. Tahribatsız muayene kapsamında uygulanacak radyografi uygulamasının güvenli bir biçimde icrası için birçok hazırlık aşaması gereklidir. Tahribatsız muayene birimi ya da yüklenicisi ile projenin ilk aşamalarından itibaren koordine kurulmalı, muayenenin güvenli olarak icrası için gerekli ön şartlar ve gereklilikler sağlanmalıdır. Bu sayede cihaz ve personel organizasyonu sağlıklı bir biçimde gerçekleştirilmekte; cihaz ve personel kaynaklı riskler önemli oranda azaltılmaktadır.

Tersanelerde proje bazlı uygulanan radyografi için iyi bir planlamaya ihtiyaç vardır. Uygulama esnasında oluşturulacak denetimli alanda radyografi ile ilgisiz kişilerin bulunmaması gerekmektedir. Gerekli iş planlamalarının yapılarak bu alanlarda yapılacak çalışmalar planlanmalıdır. Aksi taktirde bu durum ilgisiz kişilerin doz almasına neden olabilmektedir. Ayrıca muayene için gerekli zaman, organizasyon tarafından sağlanmalıdır. Zaman kısıtlamasının olduğu muayene işlemlerinde iş güvenliği ikinci plana atılmakta ve bu durum ciddi risk oluşturmaktadır.

Tersanelerde radyografik muayene işlemleri genellikle diğer personelin iş sahasında bulunmadığı, öğle arası ya da gece vardiyalarında gerçekleştirilmektedir. Tersanenin gerekli birimleri tarafından radyografik muayene süresince kontrol altında tutulması gereken hususların takibi zorlaşmaktadır. Zamanlamadan dolayı, yapılan işlemlerde cihaz ve personel kaynaklı riskleri önemli oranda arttıracak denetim eksikliği durumu ortaya çıkmaktadır. Denetim eksikliği durumunda radyografik muayenede görevli personelin iş sağlığı ve güvenliği kurallarına uyma durumunun kontrolü ve kullanılan cihaz ve ekipmanların uygunluğunun kontrolü gibi hususlarda zaafiyet yaşanmaktadır.

Radyografi uygulamalarında uygun ortam ve çalışma şartları tersane organizasyonu tarafından sağlanmalıdır. Denetimli bölgenin kontrolü, uyarı ve işaretlerinin görülmesi, radyasyon kaynağının kontrolü, doz ölçüm cihazlarının kullanımı için aydınlatma önemli bir husustur. Yeterli aydınlatmanın sağlanmadığı durumlarda sadece radyolojik değil radyolojik olmayan risklerin de ortaya çıkma ihtimali artmaktadır. Ayrıca radyografi personelinin ve cihazlarının çalışma güvenliğini sağlayabilmek için uygun çalışma iskelesinin kurulması gerekmektedir.

Tersane ortamında, radyolojik olmayan ancak radyografi muayenesinin tehlikesini artıracak birçok risk bulunmaktadır. Gemi, yüzer havuz vb. kapalı alanlarda yapılan muayenelerde radyasyon alanları doğru olarak belirlenmelidir. Gemi içerisinde çekim yapılan bölmede iş güvenliği sağlanırken; yüksek enerjili iyonize radyasyon, bölmeyi ayıran sacın arkasına ulaşabilmektedir. Bu nedenle çekim yapılan bölgenin etrafındaki bölmelerde de iş güvenliğinin sağlanması gerekmektedir. Ayrıca açık alanda yapılan çekimlerde kötü hava koşullarının hem personel üzerinde hem de cihazlar üzerinde olumsuz etkileri bulunmaktadır. Bu etkiler personel ve cihaz kaynaklı riskleri ortaya çıkardığından olumsuz hava etkilerinin asgari düzeye düşürülmesi tersane organizasyonu tarafından sağlanmalıdır.

Organizasyon tarafından yüksek riskli iş kolunda bulunan tersanelerde risk değerlendirmesinin yapılması zorunludur. Yapılan risk değerlendirmesinin, tersanede bünyesinde radyografi birimi olmasa bile radyasyondan korunmayı kapsaması gerekmektedir. Tersane ortamında bulunan radyolojik olmayan riskleri de göz önünde bulundurularak yapılacak risk değerlendirmesi, tersanede yapılacak radyografi uygulamalarında muayene ortamına aşına olmayan yüklenici personelin farkındalığı artırılarak, muayene operatörünün güvenli çalışması için önemli bir uygulamadır.

## 6. Risk Analizi

Endüstrinin diğer kollarında olduğu gibi endüstriyel radyografinin de güvenli biçimde icrası; operatörlerin, çalışanların, toplum sağlığı ve iş güvenliği için risk analizleri yapılmaktadır. Tesislerde çeşitli yöntemlerle risk analizleri yapılarak, radyolojik ve radyolojik olmayan riskler belirlenmekte; tespit edilen riskler, önlenabilir ve uzaklaştırılabilir hale gelmektedir. Bu sayede çalışanlar, içerisinde bulunduğu tesisin riskleri hakkında farkındalığı artmaktadır. Çalışanların güvenli bir ortamda çalışmalarından sorumlu yöneticiler, iş sağlığı ve güvenliği konusunda doğru ve etkili kararlar verebilmektedir. Ayrıca iş sağlığı ve güvenliğinden sorumlu denetim birimleri tarafından yapılan kontrol ve denetim işlemleri kolaylaştırılmaktadır.

Bu çalışmada tersanelerde uygulanan endüstriyel radyografinin risk analizini yapmak için 5x5 analiz matrisi yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde risklerin seviyeleri, olasılık ve şiddetlerine göre belirlenmektedir. Belirlenen riskler çok yüksek, yüksek, orta, düşük ve çok düşük olarak beş gruba ayrılır. Risklerin değerlendirilmesinde kullanılan olasılık ve şiddet parametrelerinin ölçütleri Tablo 1'de olduğu gibidir. Buna göre iki yılda bir ve kabul edilebilir seviyede radyasyon maruziyeti çok düşük, yılda bir ve ayakta tedavi gerektiren sağlık sorunları düşük, üç ayda bir ve tıbbi tedavi gerektiren sağlık problemleri orta, ayda bir ve yüksek radyasyon maruziyeti yüksek, haftada bir ve çok



**Tablo 1.** Risk analiz matrisi için seviye tanımları

RİSK	OLASILIK	ŞİDDET SEVİYESİ
ÇOK DÜŞÜK	İki yılda bir	Kabul edilebilir seviyede radyasyon maruziyeti
DÜŞÜK	Yılda bir	Ayakta tedavi gerektiren ateş, mide bulantısı, kusma gibi vücut reaksiyonları
ORTA	Üç ayda bir	Tıbbi tedavi gerektiren yanıklar
YÜKSEK	Ayda bir	Yüksek radyasyon maruziyeti, ciddi yaralanma, meslek hastalığı
ÇOK YÜKSEK	Haftada bir	Çok yüksek radyasyon maruziyeti, doku/organ kaybı

**Tablo 2.** Risk derecelendirme matrisi

RİSK = ŞİDDET x OLASILIK		ŞİDDET SEVİYESİ				
		ÇOK YÜKSEK 5	YÜKSEK 4	ORTA 3	DÜŞÜK 2	ÇOK DÜŞÜK 1
OLASILIK	ÇOK YÜKSEK 5	KABUL EDİLEMEZ 25	KABUL EDİLEMEZ 20	ÖNEMLİ 15	ORTA DÜZEY 10	ORTA DÜZEY 5
	YÜKSEK 4	KABUL EDİLEMEZ 20	ÖNEMLİ 16	ÖNEMLİ 12	ORTA DÜZEY 8	KABUL EDİLEBİLİR 4
	ORTA 3	ÖNEMLİ 15	ÖNEMLİ 12	ORTA DÜZEY 9	ORTA DÜZEY 6	KABUL EDİLEBİLİR 3
	DÜŞÜK 2	ORTA DÜZEY 10	ORTA DÜZEY 8	ORTA DÜZEY 6	KABUL EDİLEBİLİR 4	ÖNEMSİZ 2
	ÇOK DÜŞÜK 1	ORTA 5	KABUL EDİLEBİLİR 4	KABUL EDİLEBİLİR 3	ÖNEMSİZ 2	ÖNEMSİZ 1

yüksek radyasyon maruziyeti de çok yüksek olarak kabul edilmiştir. Meydana gelme sıklıkları ve şiddet seviyeleri belirlenen riskler, sahip oldukları olasılık ve şiddet seviyelerine göre sayısal olarak çarpılıp Tablo 2'e göre derecelendirilmektedir. Derecelendirilen riskler ise önemsiz, kabul edilebilir, orta düzey, önemli ve kabul edilemez riskler olarak beş grupta kategorize edilip, gerekli eylem planı oluşturulmaktadır (Okumuş ve Barlas, 2016).

Tersanelerde uygulanan radyografinin 5x5 analiz matrisi yöntemiyle yapılan risk değerlendirmesi Tablo 3'te gösterilmektedir. Bu değerlendirmede ışın kaynağının X ya da gama ışını olduğuna bakılmaksızın tehlikeler sıralanmıştır. Olasılık ve şiddet seviyelerine göre derecelendirilen riskler sonuç sütununda skorlarına göre renklendirilmiştir.

Tabloda sıralanan tehlikelerin sonucunda operatörlerin, çalışanların, toplumun ve çevrenin iyonize radyasyona maruz kalma riski bulunmaktadır. Özellikle operatörlerin radyografik muayene işlemini gerçekleştirdiği sahayı tanımaması, sahaya tam olarak hakimiyet sağlayamaması ve radyolojik olmayan riskler konusunda bilgi sahibi olmaması nedeniyle ortaya çıkan riskler hakkında acil olarak tedbir alınması gerekmektedir. Ayrıca tehlikeler arasında oluşum sıklığı düşük ama şiddet seviyesi yüksek riskler, değerlendirme sonucu orta düzey olmasına rağmen önlem alınması gereken tehlikelerdir.

**Tablo 3.** Tersanelerde uygulanan radyografinin risk değerlendirme tablosu

TEHLİKE	OLASILIK	ŞİDDET SEVİYESİ	SONUÇ
Operatörlerin yetersiz saha hakimiyeti	5	4	20
Gama-ışın kaynağının hortum içerisinde sıkışması	4	4	16
Aktif doz ölçüm cihazlarının doğru ölçüm yapmaması	3	5	15
Aktif doz ölçüm cihazının bataryasının bitmesi	3	5	15
Yönlendirici (collimator) kullanılmaması	5	3	15
Muayene sırasında doz ölçüm cihazlarının kullanılmaması	3	4	12
Denetim alanının yanlış belirlenmesi	4	3	12
Pasif doz ölçüm cihazlarının doğru kullanılmaması	4	3	12
Operatörler arasındaki iletişim eksikliği	3	4	12
Çekim bölgesinin yetersiz aydınlatılması	3	4	12
Atmosferik etkilerden çekim bölgesinin korunamaması	3	4	12
Risk değerlendirmesinin radyasyondan korunmayı kapsamaması	3	4	12
Operatörlerin yetersiz denetlenmesi	5	2	10
Tersane personelinin radyasyon ve etkileri hakkında bilgi sahibi olmaması	5	2	10
Gama-ışın kapsülündeki radyasyon sızıntısı	2	5	10
İş planlaması eksikliği	4	2	8
Denetimli alanın şeritlerle ayrılarak giriş çıkış kontrolünün yapılmaması	2	3	6
Çekim bölgesinin sesli ve ışıklı uyarı işaretleriyle donatılmaması	2	3	6
Çekim bölgesinde ilgisiz kişilerin çalışma yapması	2	3	6
Radyoizotopun kontrolden çıkması, kaybolması	1	5	5
Radyasyon kaynağı cihazların radyolojik olmayan etkenler tarafından zarar görmesi	1	5	5
Eğitimsiz ve yetkisiz kişilerin çalışması	1	4	4
X-ışın cihazlarında ışının durmaması	1	4	4
X-ışın cihazlarının aşırı ısınması	3	1	3

## 7. Sonuç

Tersanelerde, özellikle gemi inşa projelerindeki kaynakların tahribatsız muayenesinde kullanılan radyografi iş sağlığı ve güvenliği bakımından bünyesinde ciddi riskler barındırmaktadır. Saha radyografisinin uygulandığı tersanelerde, çalışma şartlarına göre X ya da gama ışın kaynakları

kullanılmaktadır. Yapılan risk değerlendirmesinde radyasyon kaynağı açısından bakacak olursak; X ışın kaynaklarında riskin gama ışın kaynaklarına göre daha düşük olduğu belirlenmiştir. Bu nedenle yapılacak radyografi uygulamalarında eğer mümkünse X ışın kaynağının kullanılmasına öncelik verilmelidir. Gama ışın kaynağı kullanılması durumunda da radyasyon, kaynak üzerinden her yöne yayılmaktadır. Bu yayılımı yönlendiriciler yardımıyla muayene bölgesine yönlendirmek, personelin iyonize radyasyonun zararlı etkilerine karşı korunmasını sağlayacaktır. Kullanılan ışın kaynağı ne olursa olsun, ortamdaki radyasyonun miktarını ölçen doz ölçüm cihazlarının aktif olarak kullanılması, riskleri minimize ederek birçok kazayı önlemektedir. Bu yüzden radyasyon ölçüm cihazları muayene işlemleri esnasında aktif olarak kullanılmalı, cihazların olası arızalarına karşı yedek cihaz bulundurulmalı, cihazların kalibrasyon ve bakımları zamanında yapılmalıdır.

Risk değerlendirmesi sonucunda acil önlem alınması gereken risk, operatörlerin yetersiz saha hakimiyetidir. Bu duruma, radyografi işleminin genelde tersane bünyesinde çalışan personel tarafından değil de tersane ortamına hâkim olmayan personel tarafından yapılıyor olması neden olmaktadır. Tersane ortamına hâkim olmayan personel, radyolojik risklerden korunmak için gerekli tedbirleri almakta zorlanacaktır. Ayrıca personel, muayene bölgesindeki radyolojik olmayan risklerin de farkında olmadığı durumlarda ciddi riskler ortaya çıkmaktadır. Tersane ortamına hâkim olmayan personel, tersanedeki diğer işlemlerde de bulunmaktadır. Ancak radyografide muayene işlemini yapan personel, aynı zamanda muayene işleminin güvenli biçimde yürütülmesinden de sorumludur. Bu durum, risk değerlendirmesindeki birçok tehlikenin kök nedeni olduğu değerlendirilmektedir. Tersanedeki tüm personelin iyonize ya da iyonize olmayan radyasyon hakkında bilgi sahibi olması ve yüksek risk barındıran radyografi işleminin güvenli bir şekilde gerçekleşmesi için gerekli eğitimleri almış olması gerekmektedir. Ayrıca tersanelerdeki iş güvenliğinden sorumlu birimlerin denetleme görevini etkin olarak yapabilmeleri için radyografi ile ilgili güvenlik hususlarına hakim olması gerekmektedir.

## Referanslar

CNSC, (2014). Working Safely with Industrial Radiography, Canadian Nuclear Commission Safety Publication.

Çimen, B. (2017). İyonlaştırıcı Radyasyon ve Korunma Yöntemleri. Selçuk Üniversitesi Fen Fakültesi Fen Dergisi, 43 (2), 139-147.

Deniz Ticaret Odası, (2020). Denizcilik Sektör Raporu, İstanbul.

DuPont NDT Systems, (1993). Radiographer's Weld Interpretation Reference, DuPont, USA.

Endüstriyel Radyografide Radyasyondan Korunma ve Lisanslama Yönetmeliği, (2005). Kabul Tarihi: 08 Temmuz 2005.

Honesdom, (2021). Honesdom International Limited, Products, <http://www.ndt-kits.com/SENTINEL-880-Delta-Gamma-Projector-s-488-618.html> [Online] [Erişim 23.05.2021].

Huatec, (2021). Huatec Group Corporation, Products, <http://www.huatecgroup.com/sale-11977430-steel-300kv-welding-x-ray-machine-ceramic-tube-50mm-max-penetration.html> [Online] [Erişim 23.05.2021].

ICRP, (2007). The 2007 Recommendations of the International Commission on Radiological Protection. ICRP Publication 103. Ann. ICRP 37 (2-4). <https://www.icrp.org/page.asp?id=5> [Online] [Erişim 23.05.2021].

International Atomic Energy Agency (2011). Resources, <https://www.iaea.org/publications> [Online] [Erişim 23.05.2021].

International Atomic Energy Agency (2014). Radiation Protection and Safety of Radiation Sources: International Basic Safety Standards, IAEA Safety Standards Series No. GSR Part 3, IAEA, Vienna.

International Atomic Energy Agency (2018). Occupational Radiation Protection, IAEA Safety Standards Series No. GSG-7, IAEA, Vienna.

NDK, (2019). Nükleer Düzenleme Kurumu, Endüstriyel Radyografi Çalışma Kılavuzu, <https://ndk.org.tr/tr/hizmetlerimiz/teknik-bilgiler-kilavuzlar-yeni.html> [Online] [Erişim 23.05.2021].

NDK, (2020). Nükleer Düzenleme Kurumu, Teknik Bilgiler ve Kılavuzlar, <https://ndk.org.tr/tr/hizmetlerimiz/teknik-bilgiler-kilavuzlar-yeni.html> [Online] [Erişim 23.05.2021].

Okumuş, D, Barlas, B., (2016). Gemi inşaatı sektöründe 5x5 analiz matrisi ve Fine-Kinney yöntemlerinin uygulamalı bir karşılaştırması, Gemi ve Deniz Teknolojisi Dergisi, (204-205): 95-106.

Pandey, A., Singh, M., Sonawane, A. U., & Rawat, P. S. (2016). FMEA based risk assessment of component failure modes in industrial radiography. International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT), V39(4),216-225.

Radyasyon Güvenliği Yönetmeliği, (2000). Kabul Tarihi: 24.03.2000.

TENMAK, (2021). Türkiye Enerji, Nükleer ve Maden Araştırma Kurumu, <https://www.tenmak.gov.tr> [Online] [Erişim 23.05.2021].

Türk Loydu, (2019). Türk Loydu Kaynak Kuralları, Kısım 3, Cilt A.

UNSCEAR, (2021). United Nations Scientific Committee on the Effects of Atomic Radiation, Publication, <https://www.unscear.org/unscear/publications.html> [Online] [Erişim 23.05.2021].

Zeyrek, C. (2014). İyonize Radyasyon Uygulamaları İçin Güvenlik ve Korunmaya Yönelik Genel Kavramlar. Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 17 (3), 1-9.

Zeyrek, C. T., Akbıyık, H. (2016). Development of Human Resources Through Awareness Education and Training Activities on Occupational Radiation Protection for Industrial Radiography in Turkey, Journal of Materials Education, Volume: 38, Issue: 5-6, Pages: 191-201.

Zeyrek, C. T., Babayiğit, D. (2020). Evaluation Of Education And Training Activities On Radiation Safety in Turkey For The Five Years Period (2013-2017), International Conference on Radiation Safety: Improving Radiation Protection in Practice (virtual), IAEA Headquarters Vienna, Austria, P132.

# Bir Koster için Yardımcı Güç Kaynağı Olarak Katı Oksit Yakıt Pilinin Termodinamik, Ekonomik ve Çevresel Analizi

Engin Güler<sup>1,2</sup>, Selma Ergin<sup>2</sup>, Barış Barlas<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Piri Reis Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Tuzla, İstanbul, Türkiye

<sup>2,3</sup> İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Maslak, İstanbul, Türkiye

<sup>1</sup> eguler@pirireis.edu.tr, ORCID: 0000-0002-1553-4553

<sup>2</sup> (sorumlu yazar), ergin@itu.edu.tr, 0000-0001-8343-2455

<sup>3</sup> barlas@itu.edu.tr, 0000-0002-5846-2369

## ÖZET

Çevre ve dünya iklimleri açısından karbondioksit (CO<sub>2</sub>) emisyonlarının azaltılması oldukça önemli olup Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) de son yıllarda uluslararası denizcilik faaliyetlerinden kaynaklanan sera gazı emisyonlarının sınırlandırılması yönünde çalışmalarını hızlandırmıştır. Gemilerden salınan CO<sub>2</sub> emisyonlarının azaltılması için bugüne kadar çok çeşitli yöntemler ve teknolojiler önerilmiştir. Bu teknolojilerden birisi olan yakıt pilleri kullanılan yakıtla bağlı olarak CO<sub>2</sub> emisyonlarını sifıra kadar düşürebilmektedir. Bu çalışmada bir koster için yardımcı güç kaynağı olarak katı oksit yakıt pili (SOFC) kullanımının elektrokimyasal ve termodinamik olarak modellenmesi ve Aspen HYSYS yazılımında simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Alternatif CO<sub>2</sub> emisyon azaltma yöntemleri ile fizibilite ve maliyet açısından daha etkin bir karşılaştırma yapabilmek için birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyeti üzerinden sistemin ekonomik analizi gerçekleştirilmiştir. Ekonomik analiz, çalışmada kullanılan geminin referans yardımcı güç sisteminin bu çalışmada önerilen SOFC güç sistemi ile değiştirilmesinden kaynaklanan maliyet artışı ve azaltılan CO<sub>2</sub> emisyon miktarı değerlerinden yola çıkılarak yapılmıştır. Kurulan model üzerinden yakıt pilinin farklı çalışma sıcaklıkları ve akım yoğunluklarının sistemin maliyeti üzerine etkileri incelenmiştir. Ayrıca gemiler için yapılan çalışmalarda ilk defa yakıt pili kimyasal bozulmasının pil potansiyeli düşüşündeki etkisi bu çalışmada dikkate alınmıştır. Yapılan parametrik çalışma sonucunda incelenen koşullarda akım yoğunluğunun seçimi birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyetini %10.0'a, sıcaklığın seçimi ise birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyetini %26.1'e kadar azaltmıştır. Maliyeti minimize eden çalışma koşullarında sistemin kimyasal bozulma öncesi %51.1 gibi yüksek bir termal verime ve 302.2 USD/ton CO<sub>2</sub> azaltma maliyetine sahip olduğu hesaplanmıştır. Belirlenen koşulda SOFC güç sisteminin toplam maliyetinin %65'ini kullanılan yakıt olan hidrojenin oluşturduğu görülmüştür. Kimyasal bozulma etkisiyle verim yakıt pili ömrü sonunda ortalama %43.6 olarak elde edilmiş olup bu verim referans yardımcı güç sisteminden %20.7 daha fazladır. Referans koşullardaki gemiye göre CO<sub>2</sub> emisyonları çalışmada önerilen yardımcı güç sistemi ile %24.3 kadar azalmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Katı oksit yakıt pili, gemi yardımcı güç sistemleri, temiz enerji, gemi emisyonları, CO<sub>2</sub> emisyonları

**Makale geçmişi:** Geliş 05/08/2021 – Kabul 02/12/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.979252>



# Thermodynamic, Economic and Environmental Analysis of a Solid Oxide Fuel Cell as Auxiliary Power Source for a Coaster

Engin Güler <sup>1,2</sup>, Selma Ergin <sup>2</sup>, Barış Barlas <sup>3</sup>

<sup>1</sup> Piri Reis University, Faculty of Engineering, Tuzla, Istanbul, Turkey

<sup>2,3</sup> Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Maslak, Istanbul, Turkey

<sup>1</sup> eguler@pirireis.edu.tr, ORCID: 0000-0002-1553-4553

<sup>2</sup> (corresponding author), ergin@itu.edu.tr, 0000-0001-8343-2455

<sup>3</sup> barlas@itu.edu.tr, 0000-0002-5846-2369

## ABSTRACT

Reducing carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) emissions is crucial in terms of environment and world climates, and the International Maritime Organization (IMO) has accelerated its works to limit greenhouse gas emissions released from international maritime activities in recent years. Various methods and technologies have been proposed to reduce CO<sub>2</sub> emissions from ships until nowadays. Fuel cells are one of these technologies and they can reduce CO<sub>2</sub> emissions to zero, depending on the fuel used. In this study, electrochemical and thermodynamic modeling of the solid oxide fuel cell (SOFC) as an auxiliary power source for a coaster and simulation in Aspen HYSYS software is carried out. In order to make a more effective comparison in terms of feasibility and cost with alternative CO<sub>2</sub> emission reduction methods, an economic analysis of the system is made over unit CO<sub>2</sub> reduction cost. The economic analysis is carried out based on the cost increase and reduced CO<sub>2</sub> emission values resulting from the replacement of the reference auxiliary power system of the ship used with the SOFC power system proposed in this study. The effects of different operating temperatures and current densities of the fuel cell on the cost of the system are investigated using the model established. In addition, the effect of fuel cell degradation on cell potential reduction is taken into account in this study for the first time in studies conducted for ships. As a result of the parametric study, the selection of the current density in the conditions examined reduces the unit CO<sub>2</sub> reduction cost up to 10.0% and the selection of the temperature reduces the unit CO<sub>2</sub> reduction cost up to 26.1%. It has been calculated that the system has high thermal efficiency of 51.1% and a reduction cost of 302.2 USD/ton CO<sub>2</sub> under operating conditions that minimize costs. It has been calculated that 65% of the total cost of the SOFC power system under the specified condition is hydrogen as the fuel used. The efficiency with the degradation effect is calculated as 43.6% on average at the end of the fuel cell life, and this efficiency is 20.7% greater than the reference auxiliary power system. Compared to the ship in the reference conditions, CO<sub>2</sub> emissions decreased by 24.3% with the auxiliary power system proposed in the study.

**Keywords:** Solid oxide fuel cell, ship auxiliary power systems, clean energy, ship emissions, CO<sub>2</sub> emissions

**Article history:** Received 05/08/2021 – Accepted 02/12/2021

## Sembol ve Kısaltma Listesi

A	: Alan	v	: Fuller hacmi
CAPEX	: Yıllık ilk yatırım maliyeti	V	: Potansiyel
ATC	: Yıllık toplam maliyet	W	: Güç
C	: Maliyet	$\delta$	: Kalınlık
CAPEX	: İlk yatırım maliyeti	$\Delta\bar{g}$	: Gibbs serbest enerjisi
CCS	: Karbon tutum ve depolama	$\varepsilon$	: Gözeneklilik
CO <sub>2</sub>	: Karbondioksit	€	: Avrupa Birliği para birimi
CRF	: Sermaye dönüşüm faktörü	$\zeta$	: Dolaşıklık
CS	: Karbon çelik	$\eta$	: Verim
D	: Difüzyon katsayısı	$\rho$	: Özgül özdirenç
DE	: Dizel makine		
E <sup>0</sup>	: Standart koşullardaki tersinir potansiyel		
f	: Maliyet faktörü		
F	: Faraday sabiti		
F <sub>t</sub>	: Doğrulama faktörü		
GT	: Gaz türbini		
h	: Entalpi		
H <sub>2</sub>	: Hidrojen		
H <sub>2</sub> O	: Su		
i	: Akım yoğunluğu		
i <sub>0</sub>	: Yer değiştirme akım yoğunluğu		
ir	: Faiz oranı		
IMO	: Uluslararası Denizcilik Örgütü		
LHV	: Alt ısı değer		
LTCS	: Düşük sıcaklıklı karbon çelik		
$\dot{m}$	: Debi		
M	: Moleküler ağırlık		
MCR	: Maksimum sürekli güç		
MEPC	: Deniz Çevresini Koruma Komitesi		
n	: Elektron sayısı		
N <sub>2</sub>	: Azot		
NH <sub>3</sub>	: Amonyak		
O <sub>2</sub>	: Oksijen		
P	: Basınç		
Q	: Isı		
r	: Gözenek çapı		
$\bar{R}$	: Evrensel molar gaz sabitini		
SFOC	: Özgül yakıt tüketimi		
SOFC	: Katı oksit yakıt pili		
SS	: Paslanmaz çelik		
T	: Sıcaklık		
U	: Toplam ısı transfer katsayısı		
USD	: ABD doları		

## 1. Giriş

Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO), 2008 yılından bu yana çalışmalarını önemli ölçüde hızlandırmış ve uluslararası deniz taşımacılığında kaynaklanan karbondioksit (CO<sub>2</sub>) emisyonlarını sınırlandırmak için çeşitli fazlar halinde bir dizi kural ve düzenlemeleri yürürlüğe koymuştur. 2018 yılında yapılan 72. Deniz Çevresini Koruma Komitesi (MEPC) toplantısı sonucunda, 2050 yılına kadar CO<sub>2</sub> emisyonlarının 2008 yılına göre %50 azaltılacağı kabul edilmiştir (International Maritime Organization, 2018). 2019 ve 2020 yıllarında yapılan 74. ve 75. MEPC toplantıları sonucunda ise CO<sub>2</sub> emisyonlarının farklı gemi tipleri için çeşitli oranlarda %50'ye kadar azaltılması ve gemilerin yaydıkları CO<sub>2</sub> oranına göre sınıflandırılması kabul edilmiştir. Ayrıca, geçmişte CO<sub>2</sub> emisyon azaltımı için kabul edilen fazların uygulama tarihleri daha da öne alınmıştır (Marine Environment Protection Committee, 2020).

CO<sub>2</sub> emisyonlarını azaltmak için alınan kararlar, çevre ve dünya iklimleri açısından olumlu gelişmelerdir. Ancak karbon vergisi ve CO<sub>2</sub> emisyonlarını sınırlamak için kullanılacak yeni teknolojilerin getirdiği ekonomik yükümlülükler nedeniyle denizcilik sektörü ve dünya ticareti açısından olumsuz sonuçları vardır. CO<sub>2</sub> emisyonlarını azaltmak için bugüne kadar oldukça çeşitli teknolojiler ve yöntemler önerilmiş olup bu yöntemlerden yakıt olarak biyoyakıt, amonyak (NH<sub>3</sub>) veya hidrojen (H<sub>2</sub>) kullanımı, tahrik sistemlerinde yakıt pilleri, yenilenebilir enerji kaynakları, batarya ve elektrik kullanımı gibi yöntemler ne yazık ki yeterince ekonomik çözümler sunamamaktadırlar (Lloyd's Register, 2018). Karbon tutma ve depolama sistemi yüksek güverte alanına ve güç ihtiyacına sahip büyük gemiler için uygun bir çözüm olabilmekle birlikte küçük gemilerde kullanımı yeterince uygun olmayabilir (Güler ve Ergin, 2021). Gövde ve form tasarımını geliştirmek, güç ve sevk sistemlerini iyileştirmek ve bunun gibi enerji verimini artıran diğer yöntemlerin ise CO<sub>2</sub> emisyonlarını azaltma üzerinde etkileri sınırlıdır (Buhaug vd., 2009).

Yüksek maliyetlerine rağmen geleneksel içten yanmalı gemi makineleri ile karşılaştırıldığında yakıt pilleri daha verimli, daha temiz ve daha sessizdir. Bu nedenlerle yakıt pili kullanımı iklim değişikliği ile mücadelede umut vericidir ve son yıllarda dünya çapında ilgi görmeye başlamıştır (Bassam vd., 2017). Yakıt pillerinin gemilerde kullanımı ile ilgili ilk uygulamalar denizaltılar için gerçekleştirilmiş olup, 2000'li yıllardan itibaren araştırmacılar, yakıt pillerinin ticari gemilerde özellikle yardımcı sistemler olmak üzere güç sistemlerinde kullanımını incelemeye başlamışlardır (Armi vd., 2021; Choi vd., 2016; Evrin ve Dincer, 2019). Bugüne kadar gemilerde çeşitli tipte yakıt pilleri kullanımı uygulanmak ve önerilmekle birlikte pillerin performansları karşılaştırıldığında yüksek atık ısı değerlendirme potansiyeli ve yüksek verimleri dolayısıyla katı oksit yakıt pillerinin (SOFC) gemiler için daha iyi bir seçenek olacağı öngörülmüştür (Yan vd., 2019; Zhang vd., 2010). Bu bağlamda yapılan bir çalışmada, en yaygın kullanımı olan proton değişim membranlı yakıt pili tipinin hidrojen depolama yoğunluğunun düşük olması sebebiyle seyir süresinin 100 saatin biraz üzerinde olduğu ve bir güç üretim ekipmanı olarak uzun deniz yolculuklarını desteklemediği, bunun yerine SOFC güç sistemlerinin yakıt depolama yoğunluğunun 1.5-5 kat fazla olması sebebiyle çok daha uzun seyir süresi imkanı sağladığı ve emisyonları etkili bir şekilde azaltarak görev gereksinimlerini tatmin edici bir düzeyde gerçekleştirdiği gösterilmiştir (van Biert vd., 2016). Ayrıca SOFC güç sistemi, alt ısıl ve hibrit güç çevrimleri ile birlikte daha yüksek verimlere ulaşabilmektedir (Park vd., 2000). Büyük bir etan taşıyıcı geminin alternatif hibrit güç sistemleri için performansının belirlendiği bir çalışmada çift yakıtlı dizel elektrik makine ile alt ısıl çevriminde gaz türbini (GT) kullanan bir SOFC hibrit sisteminin IMO'nun istenilen emisyon azaltım gereksinimini karşılayan uygun bir çözüm olduğu tespit edilmiştir (Ahn vd., 2018). Gemiler için SOFC-GT güç çevrimi ile süperkritik CO<sub>2</sub>, organik Rankine, NH<sub>3</sub>-su absorpsiyon soğutması ve yüksek basınçlı ters osmoz su arıtma tesisi alt çevrimlerinin kullanıldığı bir kombine ısı ve güç sisteminin toplam veriminin %67'ye kadar çıkabileceği gösterilmiştir (Ouyang vd., 2020). Aframax tipi bir ham petrol tankeri için yapılan bir çalışmada ise SOFC ile gaz yakıtlı içten yanmalı makinelerin kullanıldığı hibrit bir

sistem ile, hibrit sistemin entegrasyon düzeyinin CO<sub>2</sub> emisyonları ve ekserjik verime etkisi incelenmiştir (Giap vd., 2020). Bir tanker ve cruise gemisinin incelendiği başka bir çalışmada ise dizel ve gaz yakıtlı makineler ile SOFC toplam güç üretimine çeşitli miktarlarda katkılarının sera gazı emisyonları ve güç üretim sistemi maliyetleri üzerine olan etkisi incelenmiştir (Baldi vd., 2020). Gemilerde gaz enjeksiyonlu makine ile SOFC kullanılan bir güç çevrimi ile ilgili başka bir çalışmada ise yakıt pilinden çıkan anot ve katot egzoz gazlarının bir kazanda yakılarak kullanılması yerine atık ısı sistemine ayrı ayrı entegrasyonu ve anottaki yanmamış hidrokarbonların içten yanmalı makinede doğal gaz ile karıştırılarak birlikte enjeksiyonu önerilmiş ve önerilen sistemin emisyonlar üzerine etkileri incelenmiştir (Sapra vd., 2021).

Bu çalışmada yardımcı güç kaynağı olarak SOFC güç sisteminin bir koster için yakıt pilinin elektrokimyasal olarak, güç çevriminin ise Aspen HYSYS yazılımında termodinamik olarak modellenmesi ve simülasyonu gerçekleştirilmiştir (Aspentech Inc, 2015). Kurulan modelin ekonomik analizi yapılmış, yakıt pili çalışma sıcaklığı ve akım yoğunluğunun sistemin maliyeti ve ekserji verimi üzerine etkileri incelenmiştir. Ekonomik analiz sonuçlarına göre en uygun yakıt pili çalışma sıcaklığı ve akım yoğunluğu parametreleri belirlenmiş ve en uygun çalışma sıcaklığı koşulu için yakıt pilindeki kayıpların, akım yoğunluğu değişimine bağlı olarak etkisi incelenmiştir.

Bu çalışmada önceki çalışmalardan farklı olarak ekonomik analiz, sistemin toplam maliyeti ve sisteme sağlanan birim güç başına maliyet yerine atmosfere salınan birim CO<sub>2</sub> miktarı azaltma maliyeti üzerinden gerçekleştirilmiştir. Böylece elde edilen sonuçların diğer CO<sub>2</sub> emisyonu azaltma yöntemleri ile karşılaştırılması açısından daha gerçekçi bir yaklaşım yapılmıştır. Yine bu çalışmada, gemilerde yakıt pili kullanımı ile ilgili yapılan diğer çalışmalardan farklı olarak yakıt pili kimyasal bozulmanın voltaj düşüşündeki etkisi de dikkate alınmıştır. Ayrıca yazarların literatür taraması sırasında incelediği makalelerde gemilerde yakıt pili kullanımı ile ilgili akım yoğunluğu ve sıcaklığın sistemin maliyeti üzerindeki etkisinin incelenmediği görülmüştür. Bu incelemenin sonucunda çalışma akım yoğunluğunun seçiminin birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyetini %10.0'a, sıcaklığın seçiminin ise birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyetini %26.08'e kadar azalttığı hesaplanmıştır. SOFC güç sisteminin CO<sub>2</sub> azaltma maliyeti ise 302.2 usd/ton CO<sub>2</sub> olarak hesaplanmış olup literatürdeki gemilerde kullanılan yakıt pillerine göre çok daha uygun maliyetli olduğu görülmüştür. (Lloyd's Register, 2018).

## 2. Referans Gemi Seçimi

Günümüzde yakıt pillerinin güç kaynağı olarak kullanıldığı güç üretim tesislerinde 50 MW'ı aşan güç elde etmek mümkündür (Zhang vd., 2010). Gemiler ile ilgili yapılan çalışmalarda bugüne kadar test edilen en büyük kapasiteli yakıt pilinin gücü ise 2.5 MW'tır (Dall'Armi vd., 2021). Bu yakıt pilinin ise sadece yakıt dönüşüm ünitesi gemide test edilmiş olup yakıt pili karada test edilmiştir. Şu an Norveçte sürdürülen ve gelecekte tamamlanması beklenen ShipFC projesinde bir offshore destek gemisi için 2 MW güç üretim kapasitesine sahip bir SOFC olmak üzere 3.2 MW'a kadar çeşitli güç kapasitelerine sahip yakıt pillerinin gemilerde kullanımı gerçekleşecektir (Dall'Armi vd., 2021; De-Troya vd., 2016). Bu gelişmeler göz önüne alınarak seçilen geminin servis hızındaki yardımcı güç ihtiyacının burada verilen güç değerlerinin çok üstünde olmaması başta ekonomik analiz olmak üzere sonuçların doğruluğu açısından önemlidir. Diğer taraftan Avrupa Birliği Parlamentosu, 1 Ocak 2022'den itibaren uygulanmaya başlayacak şekilde 5.000 grostondan büyük gemilerin de kara tesislerinde olduğu gibi karbon vergisi ödemesi kararını almıştır (Marine Insight, 2020). Bu gelişme ise Avrupa Birliği karasularında çalışan ve 5.000 grostondan büyük gemiler için yakıt pili kullanımının diğer gemilere kıyasla daha uygun olabileceğini göstermektedir. Bütün bu veriler göz önüne alınarak seçilen referans geminin özellikleri Tablo 1'de verilmiştir (Bureau Veritas, 2021).

Tablo 1’de verilen referans geminin dizel ana makinesinin modeli 8DKM-28 olup özgül yakıt tüketimi %75 Maksimum sürekli güçte (MCR) 185 g/kWh olarak tespit edilmiştir (Woodyard, 2009). Dizel jeneratörlerin özgül yakıt tüketimi ise ortalama 206 g/kWh olarak kabul edilmiştir (MTU-solutions, 2019).

**Tablo 1.** Referans gemi özellikleri

Özellikler	Değer	Birim
Gemi adı	Breadbox Warthog	
Tip	Koster	
Dikmeler arası boy	116.2	m
Genişlik	18	m
Su çekimi	7	m
Servis hızı	15	kn
Gros tonaj	6494	
Ana makine güç ihtiyacı	2500	kW
Ana makine SFOC	185	g/kWh
Dizel jeneratör güç ihtiyacı	250x3	kW
Dizel jeneratör SFOC	206	g/kWh

### 3. Sistemin Modellenmesi

#### 3.1. SOFC’nin elektrokimyasal olarak modellenmesi

Bu çalışmada CO<sub>2</sub> emisyonlarını en etkili düzeyde azaltmak ve yüksek maliyetine rağmen azaltılan birim CO<sub>2</sub> başına maliyeti düşürmek açısından yakıt olarak saf H<sub>2</sub> kullanılmıştır. Bu durumda SOFC’nin elektrokimyasal modelinde kullanılan tüm denklemler Tablo 2’de gösterilmiştir.

Denklem (1), (2), (3) sırasıyla anot ve katot tarafları ile toplam reaksiyonları göstermektedir. Yakıt pilinin net potansiyeli ( $V_{cell}$ ) ise denklem (4) ile tespit edilmiştir. Burada  $V_{Nernst}$ ,  $V_{act}$ ,  $V_{ohm}$ ,  $V_{con}$  sırasıyla Nernst potansiyelini, etkinleşme (aktivasyon) kayıplarını, direnç kayıplarını ve konsantrasyon kayıplarını temsil etmektedir. Nernst potansiyeli elektrokimyasal reaksiyonlar aracılığı ile elde edilebilecek teorik maksimum potansiyeldir.

Denklem (5)’te  $E^0$  standart koşullardaki tersinir potansiyeli,  $\bar{R}$  evrensel molar gaz sabitini (J.mol<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>),  $n$  H<sub>2</sub>’nin elektron sayısını,  $F$  Faraday sabitini,  $P$  kısmi basıncı,  $an$  indisi anot tarafını,  $cat$  indisi katot tarafını ve  $T$  sıcaklığı (K) temsil etmektedir.  $E^0$ , Gibbs serbest enerjisi ( $\Delta\bar{g}$ ) ile tanımlanmakta olup denklem (6)’ya göre ifade edilir. Gibbs serbest enerjisi ise denklem (7)’de olduğu gibi sıcaklığın bir fonksiyonu olarak ifade edilebilir.

Nernst potansiyelini hesaplayabilmek için malzemelerin baca gazı çıkışındaki mol dağılımlarının bilinmesi gerekmektedir. Bunu belirleyebilmek için de yakıt ve havanın kullanım faktörlerinin bilinmesi gerekir. Yakıt için kullanım faktörü 0.85 hava içinse 0.50 seçilmiştir (Ahn vd., 2018; Ouyang vd., 2020). Ayrıca havanın %20.79 O<sub>2</sub>, %78.21 N<sub>2</sub> ve %1 oranında su buharından oluştuğu kabul edilmiştir.

Etkinleşme kayıplarını hesaplamak için Tafel denklemi (8) kullanılır. Burada  $i$  seçilen akım yoğunluğu ve  $i_0$  yer değiştirme akım yoğunluğu olup SOFC’nin katot ve anot için deneysel sonuçlardan elde edilen ampirik ifadeleri denklem (9) ve (10)’da gösterilmiştir.



**Tablo 2.** SOFC'nin elektrokimyasal modelinde kullanılan denklemler

Denklem	Referans	Denklem no
$2H_2 + 2O^{2-} \rightarrow 2 H_2O$	-	(1)
$O_2 + 4e^- \rightarrow 2O^{2-}$	-	(2)
$2H_2 + O_2 \rightarrow 2 H_2O$	-	(3)
$V_{cell} = V_{Nernst} - V_{act} - V_{ohm} - V_{con}$ [V]	(Ahn vd., 2018)	(4)
$V_{Nernst} = E^0 - \frac{\bar{R}T}{nF} \ln \left( \frac{P_{H_2O,an}}{P_{H_2,an} \sqrt{P_{O_2,cat}}} \right)$ [V]	(Ahn vd., 2018)	(5)
$E^0 = -\frac{\Delta\bar{g}}{nF}$ [V]	(Ahn vd., 2018)	(6)
$\Delta\bar{g} = 0.002474T^2 + 48.996T - 243.730$ [J. mol <sup>-1</sup> ]	(Ahn vd., 2018)	(7)
$V_{act} = \frac{\bar{R}T}{nF} \ln \left( \frac{i^2}{i_{0,an}i_{0,cat}} \right)$ [V]	(Wu ve Bucknall, 2020)	(8)
$i_{0,cat} = 3.3x10^5 \left( \frac{P_{O_2}}{P_{cat}} \right)^{0.3} \exp \left( \frac{-1.3x10^5}{\bar{R}T} \right)$ [A. cm <sup>-2</sup> ]	(Yonekura vd., 2011)	(9)
$i_{0,an} = 3.5x10^2 \left( \frac{P_{H_2}}{P_{an}} \right)^{0.41} \left( \frac{P_{H_2O}}{P_{an}} \right)^{0.40} \exp \left( \frac{-6.2x10^5}{\bar{R}T} \right)$ [A. cm <sup>-2</sup> ]	(Yonekura vd., 2011)	(10)
$V_{ohm} = i(\rho_{an}\delta_{an} + \rho_{cat}\delta_{cat} + \rho_{el}\delta_{el} + \rho_{int}\delta_{int})$ [V]	(Park vd., 2014)	(11)
$\rho_{an} = 2.98x10^{-5} \exp \left( \frac{-1.392}{T} \right)$ [Ω. m]	(Park vd., 2014)	(12)
$\rho_{cat} = 8.114x10^{-5} \exp \left( \frac{600}{T} \right)$ [Ω. m]	(Park vd., 2014)	(13)
$\rho_{el} = 2.94x10^{-5} \exp \left( \frac{10.350}{T} \right)$ [Ω. m]	(Park vd., 2014)	(14)
$\rho_{int} = 1.257x10^{-3} \exp \left( \frac{4.690}{T} \right)$ [Ω. m]	(Park vd., 2014)	(15)
$V_{con,cat} = -\frac{\bar{R}T}{4F} \ln \left( 1 - \frac{i}{i_{O_2}} \right)$ [V]	(Anyenya, 2017)	(16)
$V_{con,an} = -\frac{\bar{R}T}{2F} \left[ \ln \left( 1 - \frac{i}{i_{H_2}} \right) - \ln \left( 1 + \frac{i}{i_{H_2O}} \right) \right]$ [V]	(Anyenya, 2017)	(17)
$i_{O_2} = \frac{4FPD_{cat,eff}}{\bar{R}T\delta_{cat}} \ln \left( \frac{P}{P - P_{O_2}} \right)$ [A/m <sup>2</sup> ]	(Anyenya, 2017)	(18)
$i_{H_2} = \frac{2FP_{H_2}D_{an,eff}}{\bar{R}T\delta_{an}}$ [A/m <sup>2</sup> ]	(Anyenya, 2017)	(19)
$i_{H_2O} = \frac{2FP_{H_2O}D_{an,eff}}{\bar{R}T\delta_{an}}$ [A/m <sup>2</sup> ]	(Anyenya, 2017)	(20)
$D_{O,j(eff.)} = \frac{1x10^{-7}T^{1.25} \varepsilon \left( \frac{1}{M_j} + \frac{1}{M_k} \right)^{0.5}}{P\zeta \left( v_j^{1/3} + v_k^{1/3} \right)}$ [m <sup>2</sup> /s]	(Park vd., 2014)	(21)
$D_{K,j(eff.)} = \frac{97r\varepsilon T^{0.5}}{\zeta M_j}$ [m <sup>2</sup> /s]	(Park vd., 2014)	(22)
$\frac{1}{D_{j(eff.)}} = \frac{1}{D_{O,j(eff.)}} + \frac{1}{D_{K,j(eff.)}}$ [m <sup>2</sup> /s]	(Park vd., 2014)	(23)
$D_{an,eff} = \left( \frac{P_{H_2}}{P_{an}} \right) D_{H_2O(eff.)} + \left( \frac{P_{H_2O}}{P_{an}} \right) D_{H(eff.)}$	(Park vd., 2014)	(24)
$D_{cat,eff} = D_{O_2(eff.)}$	(Park vd., 2014)	(25)

Direnç kayıpları elektrotların, elektrolitin ve ara bağlantı elemanlarının iç direncinden kaynaklanır ve (11-15) denklemlerinde olduğu gibi ifade edilir. Burada  $el$  ve  $int$  indisleri elektrolit ve arabağlantı elemanlarını,  $\rho$  özgül özdirenci,  $\delta$  bileşenin kalınlığını temsil etmektedir. Bileşenlerin kalınlığı Tablo 3'te gösterilmiştir.

**Tablo 3.** Yakıt pili bileşenlerinin kalınlığı (Ahn vd., 2018)

Özellikler	Değer	Birim
$\delta_{an}$	0.50	mm
$\delta_{cat}$	0.05	mm
$\delta_{el}$	0.01	mm
$\delta_{int}$	0.01	mm

Konsantrasyon kayıpları özellikle akım yoğunluğunun çok yüksek olduğu bölgelerde baskın olup katot ve anot için denklem (16) ve (17)'deki gibi hesaplanmıştır. Burada  $i_{O_2}$ ,  $i_{H_2}$  ve  $i_{H_2O}$  sırasıyla oksijen, hidrojen ve su için limit akım yoğunluklarını temsil etmektedir. Bu malzemeler için limit akım yoğunlukları ise (18-20) denklemleri yardımıyla tespit edilmektedir. Bu denklemlerde  $D_{an,eff}$  ve  $D_{cat,eff}$  sırasıyla anot ve katot tarafının ikili efektif difüzyon katsayılarını temsil etmektedir. Difüzyon katsayısı, adi ve Knudsen difüzyon katsayılarının tespit edilip iki katsayının harmonik ortalamasının alınması ile hesaplanır. Bu hesaplar sırasıyla (21-25) denklemleri arasında gösterilmiştir.

Burada  $O$  ve  $K$  alt indisleri adi ve Knudsen difüzyon katsayılarını,  $j$  ve  $k$  alt indisleri malzemeleri,  $M$  malzemelerin moleküler ağırlıklarını,  $\varepsilon$  anot ve katotun göznekliliğini,  $\zeta$  anot ve katotun dolaşıklığını (tortuosity),  $v$  Fuller difüzyon hacmini,  $r$  anot ve katotun gözenek çapını temsil etmektedir. Difüzyon katsayılarının hesabında kullanılan parametreler Tablo 4'te verilmiştir. Gözeneklilik ve dolaşıklık Şekil 1'de görüleceği gibi ifade edilmiştir.

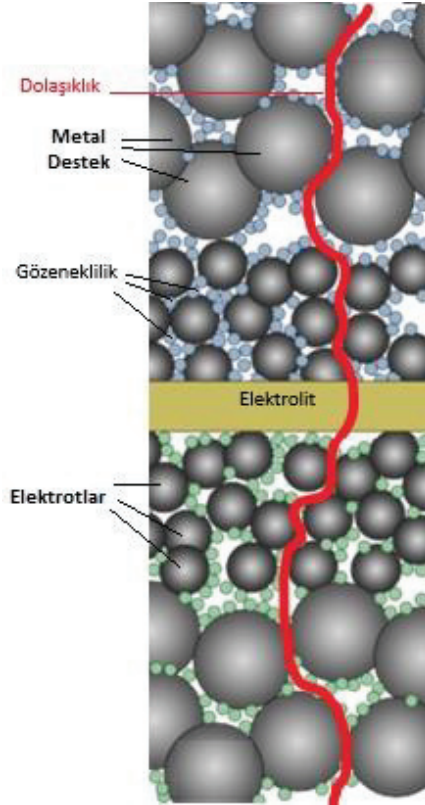
**Tablo 4.** SOFC'nin konsantrasyon kaybı hesabında kullanılan veriler (Park vd., 2014)

Özellikler	Değer	Birim
$r$	0.50	$\mu\text{m}$
$\zeta$	6.00	-
$\varepsilon_{an}$	0.50	%
$\varepsilon_{cat}$	0.50	%
$v_{O_2}$	16.60	-
$v_{N_2}$	17.90	-
$v_{H_2}$	7.07	-
$v_{H_2O}$	12.70	-

### 3.2. Sistemin termodinamik olarak modellenmesi

SOFC güç sisteminin termodinamik modeli Aspen HYSYS yazılımı yardımıyla kurulmuş olup modelin şematik diyagramı Şekil 2'de gösterilmiştir (Aspentech Inc, 2015). Şekil 2'ye göre yakıt olarak kullanılan ve 350 bar basınçta depolanan saf  $H_2$ , 1 numaralı akım olarak VLV-100 poz numaralı basınç regülatöründen 1 atm basınçta çıkış yapmıştır. Bu basınç değeri aynı zamanda yakıt pilinin hem anot hem de katot tarafındaki çalışma basıncıdır. 5 numaralı akımda ise 25 °C ve 1 atm basınçta hava temsil

edilmiştir. Yakıt ve hava daha sonra CRV-101 poz numaralı katalitik yakıcıdan çıkan egzoz gazları ile E-100 ve E-102 numaralı ön ısıtıcılardan geçerek bir miktar ısıtılmıştır. E-101 ve E-103 numaralı ısı değiştiricileri ise yakıt pilinin ısı değiştiricilerini temsil etmekte olup yakıt pilinde gerçekleşen tepkime sayesinde ön ısıtıcıdan geçen yakıt ve havayı yeniden ısıtmaktadır. Isınan hava ve yakıt, 4 ve 7 numaralı akımlar olup bir dönüşüm reaktörü olarak modellenen CRV-100 numaralı yakıt piline yakıt pili ortalama çalışma sıcaklığının 15 °C altında giriş yapmaktadırlar (Evrin ve Dincer, 2019). Burada denklem (1), (2) ve bunların toplamı olan denklem (3)'te görülen elektrokimyasal tepkimeler sonucunda güç elde edilmektedir. Yakıt pilinin anot ve katot tarafından çıkan egzoz gazları tek bir akım halinde temsil edilerek yakıt pili ortalama çalışma sıcaklığının 15 °C üstünde CRV-101 numaralı katalitik yakıcıya girmiş ve yakıt pilinden çıkan yanmamış H<sub>2</sub> de yakılarak tüketilmiştir. Yanan H<sub>2</sub> ile birlikte daha da ısınan baca gazı E-100 ve E-102 numaralı ön ısıtıcılardan geçerek atmosfere salınmaktadır. Atmosfere salınan bu gaz CO<sub>2</sub> içermemektedir. 14 numaralı akımda ise yakıt pilinden fazla ısıyı çekerek ısıl dengeyi sağlamak amacıyla deniz suyu P-100 numaralı pompaya giriş yapmaktadır.

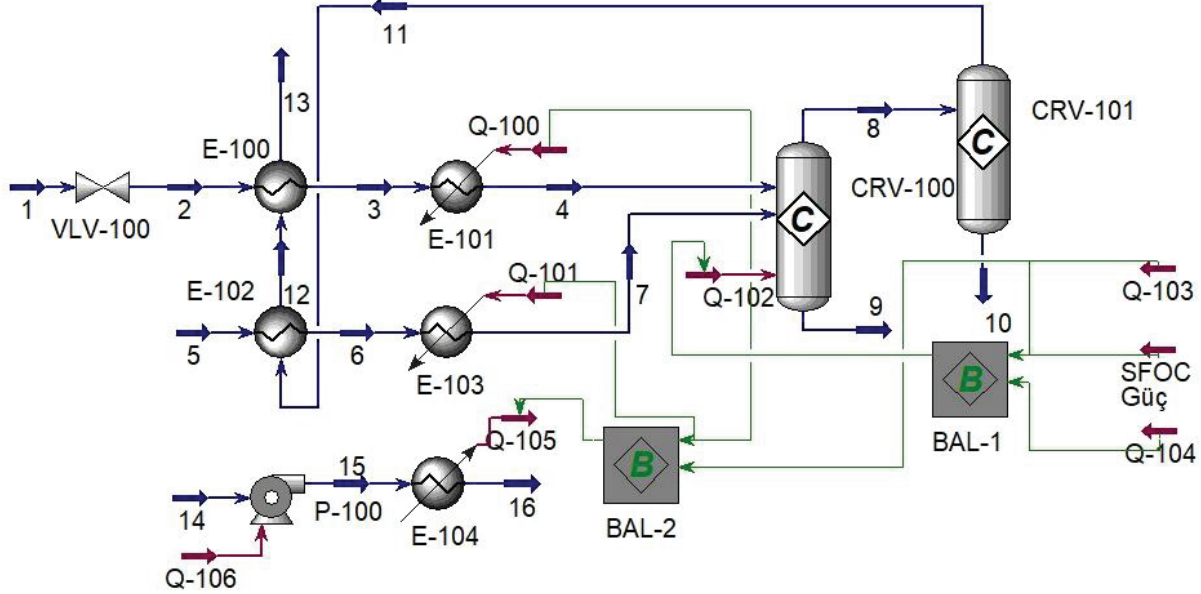


**Şekil 1.** Gözeneklilik ve dol aşıklığın yakıt pili yapısı üzerindeki gösterimi (Dogdibegovic vd., 2019)

Burada bütün ısı değiştiricileri, katalitik yakıcı ve yakıt pilindeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Ayrıca ısı değiştiricileri ve katalitik yakıcıdaki ısı kayıpları da ihmal edilmiştir (Ahn vd., 2018). Yakıt pilindeki ısı kaybı ise yakıt pilinde elde edilen toplam enerjinin %5'i kabul edilmiştir (Anyenya, 2017). Yakıt pilinin ısı değiştiricilerinde pinç noktası sıcaklık farkı 30 K olup diğer ısı değiştiricilerinde minimum 15 K'dir (Evrin ve Dincer, 2019; Nordin ve Majid, 2016). Pompa için verim %90 alınmıştır (Park vd., 2014). Deniz suyu pompa giriş sıcaklığı en kritik sıcaklık olan 32 °C ve çıkış sıcaklığı 37 °C alınmıştır (Bureau Veritas, 2020). Malzemelerin termodinamik özelliklerinin belirlenmesinde Peng-Robinson denklem takımı kullanılmıştır (Peng ve Robinson, 1976).

Sistem elemanlarının güç ve termodinamik denklemleri ise Tablo 5'de gösterilmiştir. Burada *DC – AC, in, out, isen, loss, pump, HEX, a, b, net, th, sys* indisleri sırasıyla doğru akımdan alternatif akıma

dönüştürülmeyi, giren ve çıkan akımları, izentropik durum değişimini, kaybı, pompayı, ısı değiştiricisini, ısı değiştiricisinin sıcak ve soğuk taraflarını, toplamı termal verimi, ve sistemi temsil etmektedir.  $A_{cell}$ ,  $\eta$ ,  $\dot{m}$ ,  $h$ ,  $\dot{Q}$ ,  $\dot{W}$ ,  $LHV$  parametreleri ise sırasıyla toplam SOFC aktif hücre alanını, verimi, kütle debisini, entalpiyi, birim zamanda iletilen ısıyı, gücü ve alt ısı değeri temsil etmektedir.



Şekil 2. SOFC güç çevriminin şematik modeli

Tablo 5. SOFC güç çevriminin termodinamik modelinin denklemleri

Denklem	Denklem no
$\dot{W}_{SOFC} = i \cdot A_{cell} \cdot V_{cell} \cdot \eta_{DC-AC} [W]$	(26)
$\dot{W}_{SOFC} = (\dot{m}_{an,in} \cdot h_{an,in} - \dot{m}_{an,out} \cdot h_{an,out}) + (\dot{m}_{cat,in} \cdot h_{cat,in} - \dot{m}_{cat,out} \cdot h_{cat,out}) - \dot{Q}_{loss} [W]$	(27)
$\dot{W}_{pump} = \dot{m}(h_{out,ideal} - h_{in})\eta_{isen,pump} [W]$	(28)
$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_a(h_{a,out,ideal} - h_{a,in}) = \dot{m}_b(h_{b,out,ideal} - h_{b,in}) [W]$	(29)
$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{SOFC} - \dot{W}_{pump} [W]$	(30)
$\eta_{th,sys} = \dot{W}_{net} / (\dot{m}_{H_2} \cdot LHV_{H_2})$	(31)

#### 4. Sistemin Ekonomik Analizi

Bu çalışmada sistemin ekonomik analizi gemiler için yapılan önceki çalışmalardan farklı olarak azaltılan birim CO<sub>2</sub> miktarına bağlı olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Böylece elde edilen sonuçlar diğer CO<sub>2</sub> emisyonu azaltma yöntemleriyle daha gerçekçi bir şekilde karşılaştırılabilecektir. Azaltılan birim CO<sub>2</sub> başına maliyet, belirlenen referans gemi ve güç kaynağı olarak buna uygun seçilen dizel yakıtlı jeneratörlerin değiştirilip yerine bu jeneratörlerin ortalama çalışma yükünü sağlayan SOFC güç sisteminin kullanılmasından kaynaklanan maliyet artışı ve atmosfere salınan CO<sub>2</sub> miktarının azalışı verilerinden tespit edilmiştir. Hem referans geminin önceki güç çevriminin hem de yeni güç çevriminin yıllık toplam maliyetleri, toplam yaşam döngüsü maliyetlerinin geminin çalışma ömrüne bölünmesiyle elde edilmiştir. Toplam yaşam döngüsünün maliyetlerini ise yakıt maliyetleri ve ilk yatırım maliyetleri

oluşturmaktadır. İşçilik maliyetlerinin her iki senaryoda da yakın değerlerde olacağı ve bakım-tutum-onarım maliyetlerinin toplam yaşam maliyeti üzerinde etkisinin küçük olacağı düşünülmüştür. Bu nedenle yakıt maliyetleri dışındaki, bakım-tutum-onarım maliyetleri ile işçilik maliyetleri gibi diğer işletme maliyetlerinin etkisi dikkate alınmamıştır (Park vd., 2014).

Yakıt pilleri malzeme faz değişimi, ürün ayrışması, mikroyapısal değişiklikler, kırılma, hücrede kompozit yapıda bulunan malzemelerin ayrışması, membrandaki zehirlenme, nemlilik, safsızlıklar, oksitlenme gibi sebeplerle zamanla kimyasal olarak bozulmaya uğrayabilir. Gemiler için yapılan önceki çalışmalardan farklı olarak bu çalışmada yakıt pilinin kimyasal bozulması sebebi ile potansiyelinin düşüşü de dikkate alınmıştır. Potansiyeldeki bu düşüş elde edilen gücü azaltacaktır. Bu durumun önüne geçmek için yakıt pili kaybolan gücü de temin edecek şekilde seçilmiştir. Dolayısıyla artan SOFC ilk yatırım ve yakıt maliyetleri de bu çalışmada göz önüne alınmıştır. Yakıt pili çalışma ömrü sonunda kimyasal bozulmadan kaynaklanan potansiyel kaybı aşağıdaki denklem yardımıyla tespit edilir:

$$Potansiyel\ kaybı = 100 \times \left(1 - \frac{r_d}{100}\right)^{t/1000} [\%] \quad (32)$$

Burada  $r_d$  SOFC yakıt pili için bin saatteki yüzdelik potansiyel kaybı,  $t$  ise seçilen SOFC çalışma ömrünü temsil etmekte olup bu değerler Tablo 6'da gösterilmiştir. Güç çevrimlerinin ilk yatırım maliyetleri ise ekipmanların satın alma maliyetlerinin bir faktör ile çarpılmasından tespit edilmiştir. Ayrıca ekipmanların ilk yatırım maliyeti hesaplanırken borçlanmadan kaynaklanacak faiz de dikkate alınmıştır. Vergiler ve sigorta ücretleri ise dikkate alınmamıştır. Ekonomik analiz ile ilgili kabuller Tablo 6'da, ekipman satın alma ücretlerinin literatürden tespit edilen denklemleri ise Tablo 7'de gösterilmiştir.

**Tablo 6.** Ekonomik analiz için yapılan kabuller

Özellikler	Değer	Birim	Referans
Potansiyel kaybı	0.75	%/1000 saat	(Sohal, 2009)
Seçilen SOFC çalışma ömrü	50,000	saat	(Zhang vd., 2010)
Dizel yakıt fiyatı	550	USD/ton	(Ship&Bunker, 2021)
H <sub>2</sub> yakıt fiyatı	3,500*	USD/ton	(Wu ve Bucknall, 2020)
Gemi toplam yaşam ömrü	25	yıl	(Luo ve Wang, 2017)
Yıllık çalışma süresi	5000	saat	Bu çalışma
Dizel jeneratörlerin ortalama çalışma yükünün nominal yüke oranı	55	%	(Aijjou vd., 2019)
Ölçülen ortalama yakıt tüketiminin ürün kataloğundaki tüketime oranı	123.8	%	(Aijjou vd., 2019)
Toplam ilk yatırım maliyet faktörü	2.5		(Costa vd., 2011)
Faiz oranı ( $ir$ )	4	%/yıl	(Luo ve Wang, 2017)

\* Hidrojen yakıt fiyatı başta üretim yöntemi olmak üzere arz-talep dengesi gibi etkenler sebebiyle büyük değişkenlikler gösterebilmektedir.

Tablo 7'de verilen  $CEPCI_T$ ,  $f_M$ ,  $f_P$  ve  $f_T$  sırasıyla kimya mühendisliği tesis maliyet indeksinin 2020'deki değerinin referans yıldaki değerine oranını, malzeme faktörünü, basınç faktörünü ve sıcaklık faktörünü temsil etmektedir. Bu faktörler Tablo 8'de verilmiş olup bütün ısı değiştiricilerinde düşük dereceli



paslanmaz çelik (SS) kullanılması öngörülmüştür (Hackl ve Harvey, 2013).  $CEPCI_r$  değerleri referans yıllarına göre pompalar, ısı değiştiricileri, dizel jenaratör, dönüştürücü ve SOFC için sırasıyla 584, 391, 567 ve 394 olarak tespit edilmiştir (Shirmohammadi vd., 2021).  $CEPCI$  değeri 2020 yılı için 594 olup bu bilgiler doğrultusunda  $CEPCI_r$  değerleri her bir ekipman için ayrı ayrı tespit edilmiştir (Shirmohammadi vd., 2021). Dizayn basıncı çalışma basıncının 1.5 katı olarak kabul edilmiş, 500 °C'nin üstündeki sıcaklıklarda çalışan ısı değiştiricileri için de sıcaklık faktörü 2.1 olarak alınmıştır (Bureau Veritas, 2020). Yakıt depolama tankı ile katalitik yakıcının maliyetleri ise dikkate alınmamıştır.

**Tablo 7.** Ekipmanların satın alma maliyetleri

Ekipmanlar	Denklem	Referans	Denklem no
Pompa	$C_{pump} = 3.500\dot{W}_{pump}^{0.45} \cdot CEPCI_{r,pump}$	(Ganjehkaviri ve Jaafar, 2014)	(33)
Isı değiştiricisi	$C_{HEX} = 32.800 \left( \frac{A_{HEX}}{80} \right) \cdot CEPCI_{r,HEX} \cdot f_M \cdot f_P \cdot f_T$	(Hackl ve Harvey, 2013)	(34)
Dizel jeneratör	$C_{DE} = 1.013\dot{W}_{DE}^{0.8} \cdot CEPCI_{r,DE}$	(Fioriti vd., 2017)	(35)
Dönüştürücü (inverter)	$C_I = 10^5 (\dot{W}_{total}/500)^{0.7} \cdot CEPCI_{r,I}$	(Park vd., 2014)	(36)
SOFC	$C_{SOFC} = A_{cell} (2.96T_{SOFC} - 1.907) \cdot CEPCI_{r,SOFC}$	(Park vd., 2014)	(37)

**Tablo 8.** Isı değiştiricisi maliyet hesabında kullanılan malzeme, basınç, sıcaklık faktörleri (Hackl ve Harvey, 2013)

Malzeme	Faktör ( $f_M$ )	Basınç (bar)	Faktör ( $f_P$ )	Sıcaklık (°C)	Faktör ( $f_T$ )
CS	1.0	0.01-0.1	2.0	0-100	1.0
Düşük dereceli SS	2.1	0.1-0.5	1.3	100-300	1.6
Yüksek dereceli SS	3.2	0.5-7	1.0	300-500	2.1
Monel	3.6	7-50	1.5		
Inkomel	3.9	50-100	1.9		
Nikel	5.4				
Titanyum	7.7				
LTCS	1.5				

Tablo 7'ye göre ısı değiştiricilerinin maliyetini bulmak için ısı değiştiricilerinin yüzey alanlarının tespit edilmesi gerekmektedir. Yüzey alanları ise aşağıdaki denklemler yardımıyla tespit edilir (Hackl ve Harvey, 2013):

$$Q_{HEX} = U \cdot A_{HEX} \cdot \Delta T_m [W] \quad (38)$$

$$\Delta T_m = F_t \cdot \Delta T_{lm} [K] \quad (39)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left( \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} [K] \quad (40)$$

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} \ln \frac{(1 - S)}{(1 - R \cdot S)}}{(R - 1) \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)})}} \quad (41)$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (42)$$

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (43)$$

Burada  $U$ ,  $F_t$ ,  $\Delta T_{lm}$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $t_1$  ve  $t_2$  sırasıyla toplam ısı transfer katsayısını, gövde-boru tipli ve karşıt akışlı bir ısı değiştiricisi için doğrulama faktörünü, sıcaklık farkının logaritmik ortalamasını, ısı değiştiricisi girişindeki sıcak akışkanın sıcaklığını, çıkıştaki sıcak akışkanın sıcaklığını, girişteki soğuk akışkanın sıcaklığını ve çıkıştaki soğuk akışkanın sıcaklığını temsil etmektedir.

İlk yatırım maliyetinin (CAPEX) faiz etkisiyle yıllık ödeme miktarı, sermaye dönüşüm faktörü (CRF) yardımıyla hesaplanır. Yıllık ilk yatırım maliyeti miktarı (ACAPEX) ve CRF aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanmıştır (Güler ve Ergin, 2021):

$$CRF = \frac{ir(ir + 1)^n}{(ir + 1)^n - 1} \quad (44)$$

$$ACAPEX = CAPEX \cdot CRF \text{ [milyon USD]} \quad (45)$$

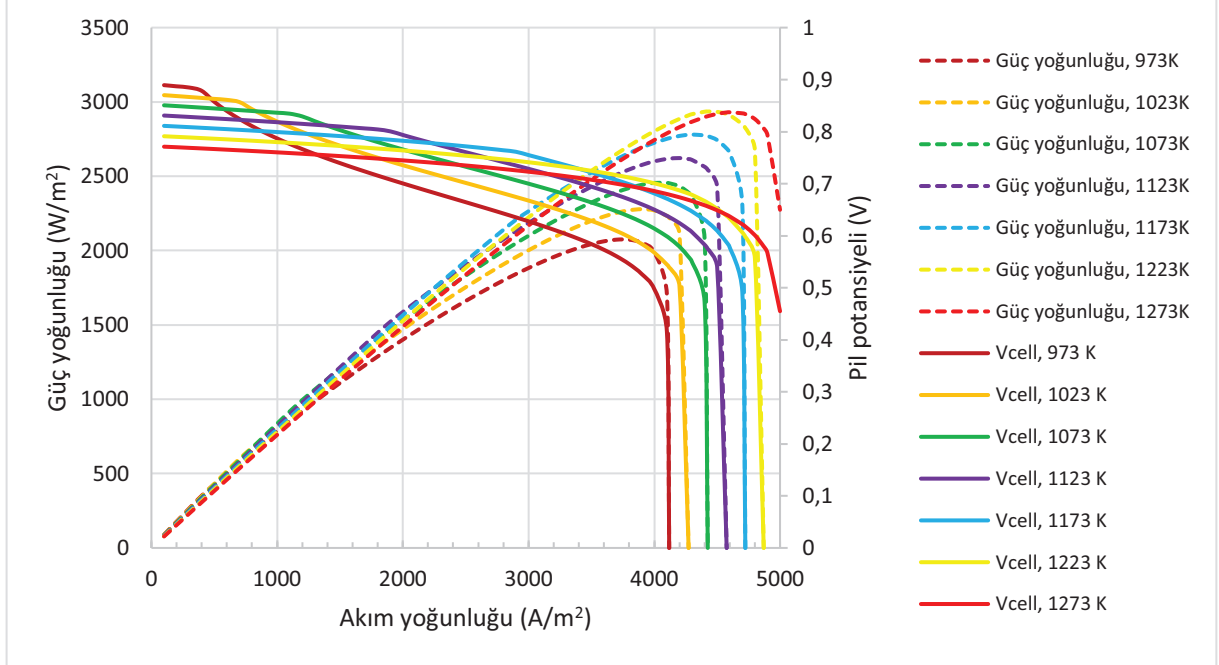
Burada  $n$  SOFC için pilin yıllık ömrü olup Tablo 6'da verilen saatlik çalışma ömrü ile yıllık çalışma süresi verilerinden 10 yıl olarak hesaplanmış ve diğer ekipmanlar için geminin çalışma ömrü olan 25 yıl olarak kabul edilmiştir.

## 5. Bulgular ve Tartışma

SOFC çalışma sıcaklığı ve akım yoğunluğunun pil potansiyeli ve güç yoğunluğu üzerine etkisi Şekil 3'te gösterilmiştir. Pil potansiyeli literatüre uygun bir şekilde direnç ve etkinleşme kayıplarının etkisiyle artan akım yoğunluğuna bağlı olarak giderek azalmış ve limit akım yoğunluğuna yaklaşıncaya aniden düşmüştür (Sohal, 2009). Düşük akım yoğunluklarında pil potansiyelinin değeri, düşük sıcaklık değerlerinde çalışan yakıt pilleri için daha yüksektir. Ancak akım yoğunluğu arttıkça yüksek sıcaklıkta çalışan yakıt pilleri, pil potansiyeli açısından daha avantajlıdır. Bu durum etkinleşme kayıplarının yüksek sıcaklarda etkili olabilmesi için düşük sıcaklıklara kıyasla daha yüksek akım yoğunluğu gerektirmesinden kaynaklanır. Örneğin çalışma sıcaklığı 1173 K olan yakıt pilinde etkinleşme kaybının etkili olmaya başladığı akım yoğunluğu 2,800-3,000 A/m<sup>2</sup> civarında iken 973 K çalışma sıcaklığında 300-500 A/m<sup>2</sup> civarındadır. Güç yoğunluğu ise artan akımla birlikte bütün sıcaklık değerlerinde konsantrasyon kaybının etkili olmaya başladığı bölgeye kadar pik yapar ve daha sonra pil potansiyelinde olduğu gibi aniden düşer.

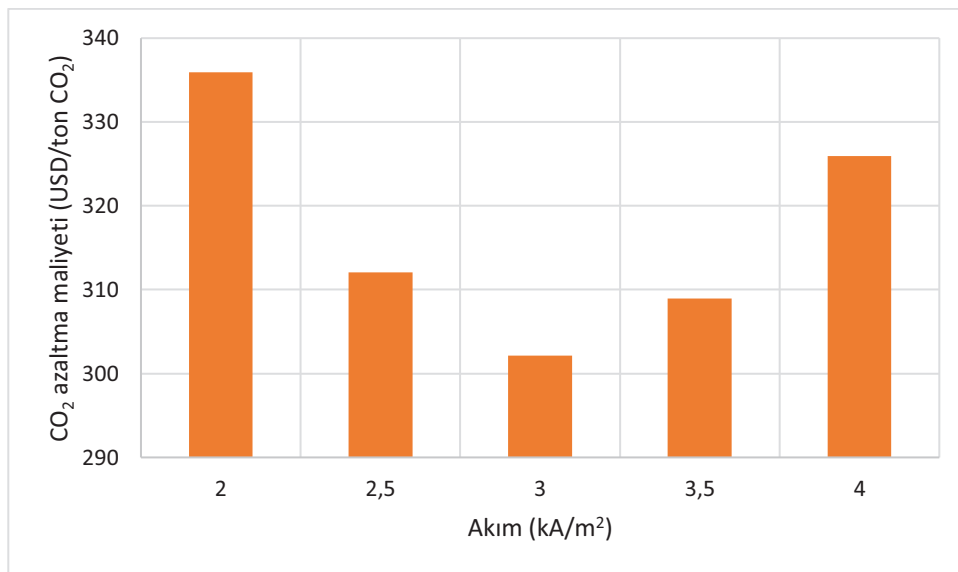
Pil potansiyeli sistemin verimini, dolayısıyla kullanılacak yakıt miktarı ve yakıt maliyetini etkiler. Güç yoğunluğu ise SOFC'nin alanını ve dolayısıyla ilk yatırım maliyetini belirler. Buna göre akım yoğunluğunun artışı yakıt maliyetini artırırken SOFC'nin ilk yatırım maliyetini azaltacaktır. Böylece seçilen çalışma sıcaklığı için maliyeti minimize eden bir akım değeri olacaktır. Sıcaklık için durum biraz daha farklı olup artan sıcaklık ile gereken pil alanı ve ilk yatırım maliyeti yine azalacak ancak kullanılan

malzemelerin sıcaklığa daha mukavim ve daha zor üretilebilir olması ilk yatırım maliyetini artıracaktır. Sıcaklığın ilk yatırım maliyeti üzerindeki etkisi denklem (36)'da gösterilmiştir. Ayrıca sıcaklığın elde edilebilecek potansiyel üzerindeki etkisi seçilen akım yoğunluğuna bağlı olarak da değişkenlik göstermektedir.



Şekil 3. SOFC çalışma sıcaklığı ve akım yoğunluğunun pil potansiyeli ve güç yoğunluğu üzerine etkisi

Bu bulgular sonucunda sistemin maliyetini minimize eden SOFC akım yoğunluğu ve sıcaklığı parametrik bir çalışma ile tespit edilmiştir. Akım yoğunluğunun ve sıcaklığın CO<sub>2</sub> azaltma maliyeti üzerine etkisi sırasıyla Şekil 4 ve 5'te gösterilmiştir.

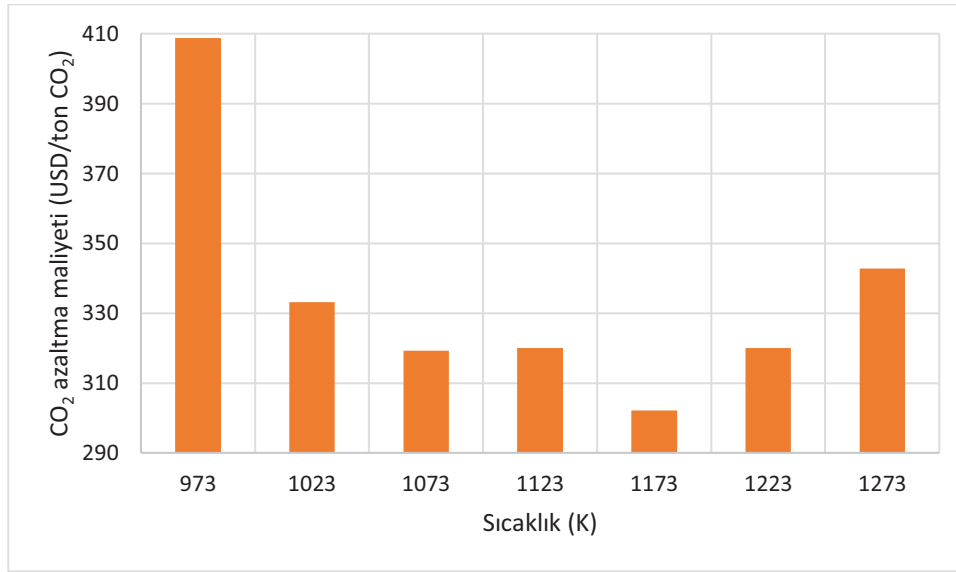


Şekil 4. SOFC akım yoğunluğunun CO<sub>2</sub> azaltma maliyeti üzerine etkisi

Akım yoğunluğu için 2-4 kA/m<sup>2</sup> aralığı incelenmiş olup Şekil 4'e göre maliyet açısından en uygun akım değeri 3 kA/m<sup>2</sup> değeri olmuştur. Literatürde seçilen çalışma akım yoğunlukları 3-5 kA/m<sup>2</sup> olup sonuç

literatürle uyumludur (Ahn vd., 2018; Anyenya, 2017; Park vd., 2014). Burada seçilen çalışma sıcaklığı ise 1173 K'dir.

Sıcaklık içinse 973-1273 K aralığı incelenmiş olup Şekil 5'e göre en uygun sıcaklık değeri 1173 K olarak bulunmuştur. Burada seçilen akım yoğunluğu ise 3 kA/m<sup>2</sup>'dir. Akım yoğunluğundan farklı olarak burada birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyeti parabolik bir eğri yerine dalgalanma göstermiştir. Bu durum daha önce de belirtildiği üzere artan sıcaklık ile ihtiyaç duyulan SOFC yüzey alanının azalması, malzeme değerinin artması ve elde edilen potansiyelin değişkenlik göstermesinden kaynaklanır. Elde edilen potansiyel farklı sıcaklıklar için  $V_{973K} < V_{1023K} < V_{1073K} < V_{1273K} < V_{1123K} < V_{1223K} < V_{1173K}$  şeklindedir. Sonuç olarak incelenen koşullarda akım yoğunluğunun seçimi birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyetini %10.0'a, sıcaklığın seçimi ise birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyetini %26.1'e kadar azaltmıştır.



Şekil 5. SOFC sıcaklığının CO<sub>2</sub> azaltma maliyeti üzerine etkisi

1173 K çalışma sıcaklığı ve 3kA/m<sup>2</sup> akım yoğunluğundaki SOFC güç sistemi için CO<sub>2</sub> azaltma maliyeti 302.2 USD/ton CO<sub>2</sub> olup literatürde çeşitli gemi tipleri için H<sub>2</sub> yakıtlı yakıt pilleri için bu değerler 1.000 USD/ton CO<sub>2</sub>'in üstündedir (Lloyd's Register, 2018). Üstelik referans çalışmada ekipman maliyetinde önemli yere sahip olan faiz oranı yalnızca %1 kabul edilmiştir. Referans çalışmada seçilen yakıt pilinin tipi, çalışma koşulları vs. bilinmemekle birlikte bu çalışmada hesaplanan maliyet literatüre göre oldukça düşüktür. Yine aynı çalışmada yakıt olarak NH<sub>3</sub>'ün kullanıldığı yakıt pilleri için bu maliyet 700-800 USD/ton CO<sub>2</sub> civarındadır. Referans olarak kullanılan çalışmada incelenen elektrik, tek başına veya hibrit H<sub>2</sub> yakıtlı içten yanmalı makine, tek başına veya hibrit NH<sub>3</sub> yakıtlı içten yanmalı makine, biyoyakıt gibi sıfır emisyonlu diğer teknoloji ve yöntemler arasında en ucuz maliyete sahip olduğu tespit edilen yöntem biyoyakıt kullanımı olup maliyeti hem %1 hem de %10 faiz oranları için 250 USD/ton CO<sub>2</sub> civarındadır. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar SOFC güç sisteminin biyoyakıt kullanımı hariç karşılaştırılan diğer karbondioksit emisyon azaltım yöntemlerinden daha ucuz olduğunu göstermektedir. 3,000 kW güce sahip sıvılaştırılmış doğal gaz yakıtlı bir makine için uygulanan ve %90 oranında tutum sağlayan bir karbon tutum ve depolama sisteminin (CCS) maliyeti ise 98 €/ton CO<sub>2</sub> olup bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre maliyet açısından çok daha iyidir (Feenstra vd., 2019). Ayrıca CO<sub>2</sub> emisyonlarını azaltmada etkili bir diğer yöntem olan hız düşürme yöntemi IMO'nun gelecekteki CO<sub>2</sub> emisyonları hedeflerini sağlayabilmekte, hatta bazı gemi tipleri ile yakıt ve navlun koşulları için maliyet yerine kar bile getirebilmektedir (Güler ve Ergin, 2021). Avrupa'daki karbon vergisi fiyatları ise 2021 yılı şubat ayı itibari ile 40 €/ton CO<sub>2</sub>'i geçmiştir (Buli ve Abnett, 2021). Gelecekte bu fiyatların daha

da artacağı öngörülse de bugünün fiyatlarıyla çalışmada önerilen güç sistemini kullanmak yerine karbon vergisi ödemek işletmeciler için maliyet açısından daha cazip görünmektedir (Lloyd's Register, 2018). Bu sonuçlarla birlikte değerlendirildiğinde yakıt pillerinin maliyetlerinin azaltılması yönünde daha fazla gelişime ihtiyaç duyulduğu görülmektedir.

1173 K çalışma sıcaklığı ve  $3\text{kA/m}^2$  akım yoğunluğundaki SOFC güç sisteminin toplam termal verimi, sistem sayesinde azaltılan  $\text{CO}_2$  emisyon oranı, sistemin toplam yıllık maliyeti ile referans geminin güç sisteminin verimi ve toplam yıllık maliyeti (ATC) Tablo 9'da SOFC ömrü başlangıç (1 alt indisi) ve bitiş koşulları (2 alt indisi) için gösterilmiştir. Tabloda toplam yıllık maliyete daha önce de belirtildiği üzere kimyasal bozulmadan kaynaklı verim kaybını telafi eden ek yakıt maliyeti de dahil edilmiştir.

Literatürde kimyasal bozulmanın ihmal edildiği benzer çalışma koşullarına sahip bir SOFC-GT hibrit sisteminin toplam termal verimi %61.31 olup bu çalışmada kimyasal bozulmanın etkisinin olmadığı durumda ise toplam termal verim %51.05'tir (Ahn vd., 2018). Aradaki bu farkın temel sebebi bu çalışmada elde edilen atık ısının GT veya benzeri bir güç üretim sistemi ile atık ısının değerlendirilmemesidir. Koster oldukça küçük bir gemi tipi olup GT gibi ekipmanların güç üretim sistemlerine entegrasyonu hacim ve alan sınırlamaları nedeniyle oldukça güçtür. Ancak daha büyük tipteki gemilerin ana makinelerinin de dahil edildiği kombine güç sistemleri ile bu verim çok daha yüksek olacaktır. Referans çalışmanın koşulları ile gerçekleştirilen validasyon sonucunda hesaplanan güç yoğunluğu değeri referans çalışmadan %4.68 farklılık göstermekte olup bu fark kabul edilebilir düzeydedir. Tablo 9'a göre kimyasal bozulma etkisiyle sistemin toplam verimi %29.38 azalmıştır. SOFC güç sisteminin termal verimi her iki koşulun aritmetik ortalaması kabul edilecek olursa %43.58 olacaktır. Bu durumda sistemin verimi geminin referans yardımcı güç sisteminin veriminden %20.7 daha fazladır. Azaltılan  $\text{CO}_2$  miktarı ise gemiden salınan toplam  $\text{CO}_2$  miktarının %24.27'si kadar olmuştur. Sadece yardımcı güç sistemini SOFC olarak değiştirmek bile  $\text{CO}_2$  emisyonlarının büyük ölçüde azalmasını sağlamıştır.

**Tablo 9.** 1173 K çalışma sıcaklığı ve  $3\text{kA/m}^2$  akım yoğunluğundaki SOFC ile referans güç sisteminin sonuçları

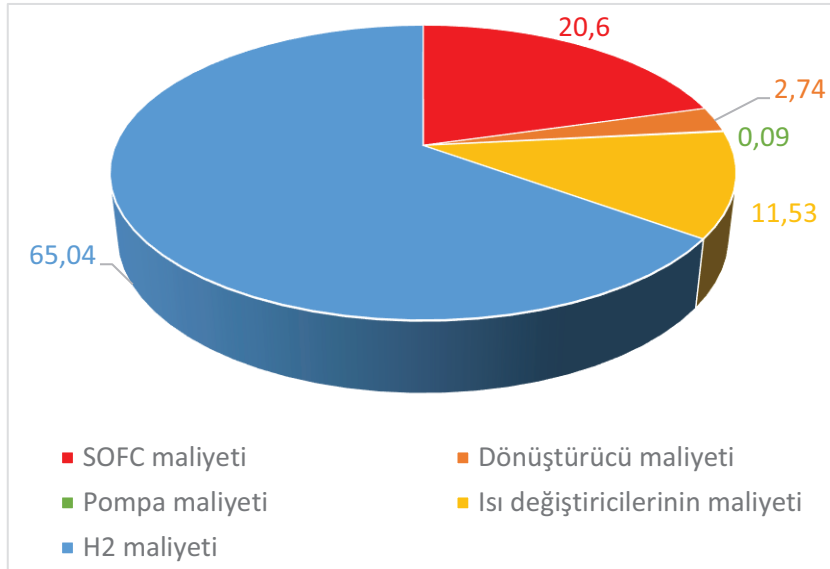
Özellikler	Değer	Birim
$\eta_{th,1}$	51.05	%
$\eta_{th,2}$	35.04	%
$\eta_{th,DE}$	36.11	%
$\text{CO}_2$ azaltımı	24.27	%
$\text{ATC}_{\text{SOFC}}$	775.3	k USD
$\text{ATC}_{\text{DE}}$	321.3	k USD

1173 K çalışma sıcaklığı ve  $3\text{kA/m}^2$  akım yoğunluğundaki SOFC güç sistemi ile geminin referans güç sisteminin maliyet bileşenleri yüzdelik olarak Şekil 6 ve Şekil 7'de gösterilmiştir. Her iki şekil için de maliyetin en büyük kaynağının yakıt olduğu görülmektedir. Şekil 6'ya göre  $\text{H}_2$ 'nin maliyeti toplam maliyetin %65.28'ini oluşturmaktadır. Sistemin birim  $\text{CO}_2$  azaltma miktarı başına maliyeti incelendiğinde ise yakıt maliyetinin toplam maliyetin %47.42'sini oluşturduğu hesaplanmıştır. Aradaki fark referans güç sistemindeki yakıt maliyetinin de yüksek olmasıyla ilgilidir.

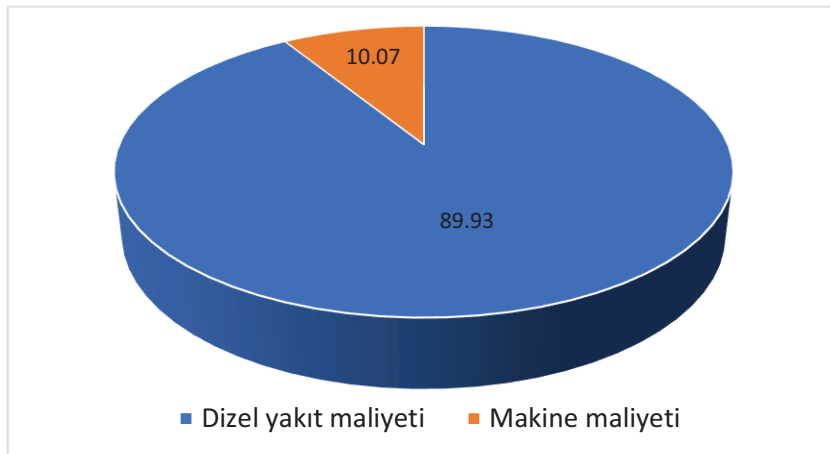
$\text{H}_2$ 'nin maliyetini artıran en büyük unsurlardan birisi sıkıştırma, depolama ve dağıtım (CSD) maliyeti olup bu maliyet 850-1.350 kg/günlük kapasite koşullarında çeşitli taşıma araçları için 1.10-2.70 USD/kg



arasında değişmektedir (Parks vd., 2014). Bugünün koşullarında günlük taşıma kapasitesi düşük olup gelecekte kapasitenin artmasıyla maliyetin düşmesi beklenmektedir. H<sub>2</sub>'nin üretim maliyeti ise üretim kaynağına bağlı olmakla birlikte günümüzde 0.95-3.5 USD/kg arasında değişkenlik göstermektedir (Biol, 2019; Gielen ve Taibi, 2019). Yapılabilecek yığın üretim ve ekipman maliyetlerindeki düşüş sayesinde elektroliz yöntemiyle 2040 yılına kadar sıfır CO<sub>2</sub> emisyonlu üretim maliyetinin 3.5'tan 1.4-1.5 USD/kg civarlarına kadar düşmesi beklenmektedir (Gielen ve Taibi, 2019; Giers vd., 2020). Maliyeti artıran en büyük ikinci faktör ise yakıt pili ilk yatırım maliyetidir. Bu maliyeti güç yoğunluğu, sıcaklığa göre seçilen malzeme değeri gibi faktörler etkilese de maliyetin en büyük kaynağı kimyasal bozulma dolayısıyla pilin çalışma ömrüdür. Üstelik bu kimyasal bozulmanın azalışı sistemin verimini artıracak, dolayısıyla güç telifisinde kullanılan dizel yakıtın maliyetini ve atmosfere salınan CO<sub>2</sub> emisyon miktarını da azaltacaktır. Bu çalışmada kullanılan SOFC'nin kimyasal bozulmadan kaynaklı kaybı 1.000 saatte 6 mV yerine yalnızca 1 mV ve buna göre seçilen SOFC ömrü gemi ile eşdeğer olsaydı SOFC güç sisteminin birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyeti %14.08 daha az olacaktı.



**Şekil 6.** 1173 K çalışma sıcaklığı ve 3kA/m<sup>2</sup> akım yoğunluğundaki SOFC güç sisteminin yüzdeler olarak maliyet bileşenleri

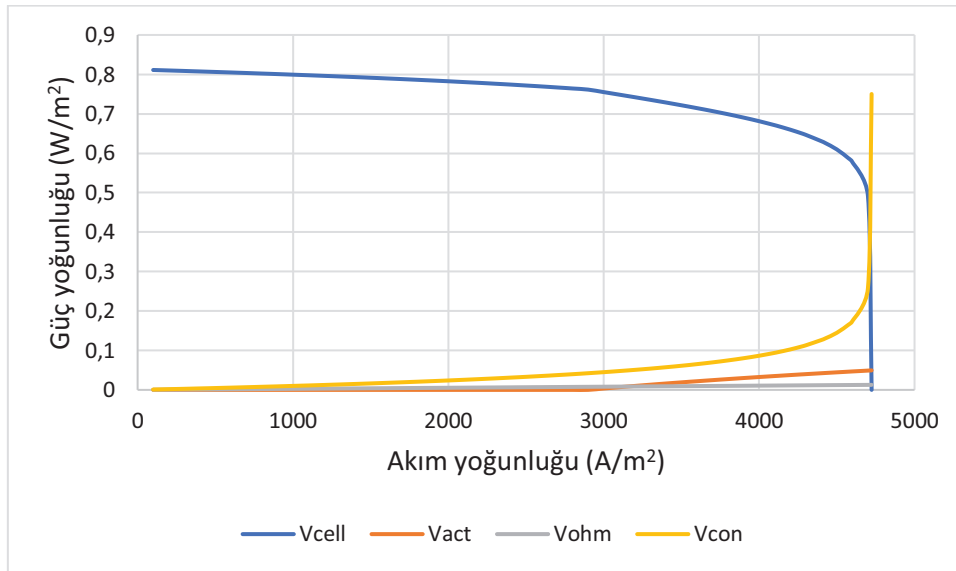


**Şekil 7.** Referans güç sisteminin yüzdeler olarak maliyet bileşenleri

Sistemin 1173 K sıcaklık ve  $3\text{kA/m}^2$  akım yoğunluğundaki çalışma koşullarının temel kayıp mekanizmaları ile net potansiyelinin akım yoğunluğuna bağlı değişimi ise Şekil 8’de gösterilmiştir. Şekil 8’e göre direnç ve etkinleşme kayıplarının etkisi oldukça küçük olup sistemin net potansiyelini konsantrasyon kayıpları belirlemektedir. Özellikle yüksek akım değerlerinde konsantrasyon kayıpları pil potansiyeli üzerinde daha baskın olmaktadır.

## 6. Sonuçlar

Bu çalışmada bir koster için SOFC güç sisteminin elektrokimyasal ve termodinamik olarak modellenmesi ve Aspen HYSYS yazılımında simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Alternatif CO<sub>2</sub> emisyon azaltma yöntemleri ile fizibilite ve maliyet açısından daha etkin bir karşılaştırma yapabilmek için birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyeti üzerinden sistemin ekonomik analizi gerçekleştirilmiştir. Ekonomik analiz, çalışmada kullanılan geminin referans güç sisteminin bu çalışmada önerilen güç sistemiyle değiştirilmesinden kaynaklanan maliyet artışı ve azaltılan CO<sub>2</sub> emisyon miktarı değerlerinden yola çıkılarak gerçekleştirilmiştir. Kurulan model üzerinden yakıt pilinin farklı çalışma sıcaklıkları ve akım yoğunluklarının ekonomik analiz üzerine etkileri incelenmiştir.



**Şekil 8.** Sistemin temel kayıp mekanizmaları ile net potansiyelinin akım yoğunluğuna bağlı değişimi

SOFC’nin çalışma akım yoğunluğunun artırılması güç yoğunluğunu artırır, ihtiyaç duyulan pil yüzey alanını ve SOFC ilk yatırım maliyetini azaltır, ancak pil verimini düşürür. SOFC’nin çalışma sıcaklığının artırılması ise yine ihtiyaç duyulan pil yüzey alanını ve SOFC ilk yatırım maliyetini azaltırken, daha değerli malzeme kullanımını gerektirir, kayıp mekanizmalarına göre pil verimini etkiler. Sonuç olarak incelenen koşullarda akım yoğunluğunun seçimi birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyetini %10,0’a, sıcaklığın seçimi ise birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyetini %26,08’e kadar azaltmıştır.

Uygun çalışma koşullarında SOFC güç sistemi için CO<sub>2</sub> azaltma maliyeti 302,2 USD/ton CO<sub>2</sub> olarak hesaplanmış olup literatürdeki H<sub>2</sub> ve NH<sub>3</sub> yakıtlı, gemilerde kullanılan yakıt pillerine göre çok daha uygun maliyetlidir. Ayrıca yine literatürdeki elektrik, hibrit veya tek başına H<sub>2</sub> yakıtlı içten yanmalı makine, hibrit veya tek başına NH<sub>3</sub> yakıtlı içten yanmalı makine gibi sıfır emisyonlu diğer CO<sub>2</sub> azaltma teknoloji ve yöntemlerine göre daha uygun maliyetli olup, biyoyakıt kullanımı yöntemi ile rekabet edebilecek düzeydedir. Ancak benzer koşullardaki CCS ile hız düşürme yöntemlerine göre maliyeti çok daha yüksek olup sistemin ve SOFC maliyetlerinin düşürülmesi gerekmektedir.

Sistemin toplam maliyeti üzerindeki en büyük ve dominant etkiyi H<sub>2</sub> yakıt maliyeti oluşturmaktadır. Temiz enerjilere duyulan ihtiyaç doğrultusunda H<sub>2</sub>'nin gelecekte yığın üretim ve tedarikinin maliyetleri ciddi ölçüde azaltacağı düşünülmektedir. Sistemin maliyeti üzerindeki en büyük ikinci etki ise SOFC ilk yatırım maliyeti olup özellikle kimyasal bozulmadan kaynaklanan kayıplar bu maliyet üzerinde etkilidir. SOFC'nin kimyasal bozulmadan kaynaklı kaybının 1.000 saatte 6 mV'dan 1 mV'a düşürülmesi SOFC güç sisteminin birim CO<sub>2</sub> azaltma maliyetini, incelenen koşullarda %14.08 azaltmaktadır.

SOFC güç sisteminin toplam termal verimi seçilen çalışma ve kimyasal bozulmanın olmadığı koşullarda %51.05 olup kimyasal bozulma etkisiyle verim %29.38 azalmıştır. Kimyasal bozulmaya rağmen sistemin yakıt pili ömrü sonunda toplam ortalama termal verimi %43.58'e düşmesine rağmen referans güç sisteminin veriminden yine de yüksektir.

## Referanslar

Ahn, J., Park, S.H., Noh, Y., Choi, B. Il, Ryu, J., Chang, D. ve Brendstrup, K.L.M. (2018). Performance and availability of a marine generator-solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid system in a very large ethane carrier. *Journal of Power Sources*, 399, 199–206.

Aijjou, A., Raihani, A., Mohammedia, E. De ve Grid, S. (2019). Study on container ship energy consumption. Paper presented at the 8th Energy and Sustainability conference, Coimbra, Portugal, July 3-5, 2019

Anyenya, G.A. (2017). Solid-Oxide Fuel Cells for Unconventional Oil and Gas Production, Colorado School of Mines, Mechanical Engineering, Doctor of Philosophy.

Armi, C.D., Micheli, D. ve Taccani, R. (2021). Comparison of different plant layouts and fuel storage solutions for fuel cells utilization on a small ferry. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(26), 13878-13897.

Aspentech Inc, (2015). Aspen HYSYS V8.8.

Baldi, F., Moret, S., Tammi, K. ve Maréchal, F. (2020). The role of solid oxide fuel cells in future ship energy systems. *Energy*, 194.

Bassam, A.M., Phillips, A.B., Turnock, S.R. ve Wilson, P.A. (2017). Development of a multi-scheme energy management strategy for a hybrid fuel cell driven passenger ship. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(1), 623–635.

Biol, F. (2019). The Future of Hydrogen: Seizing Today's Opportunities, IEA Report prepared for the G20.

Buhaug, Ø., Corbett, J.J., Endresen, O., Eyring, V., Faber, J., Hanayama, S., Lee, D.S., Lindstad, H., Markowska, A.Z., Mjelde, A., Nelissen, D., Nilsen, J., Pålsson, C., Winebrake, J.J., Wu, W. ve Yoshida, K. (2009). Second IMO GHG Study 2009.

Buli, N. ve Abnett, K. (2021). Europe's carbon price tops 40 euros for first time,. Reuters. <https://www.reuters.com/article/us-eu-carbontrading-idUSKBN2AB2BT> [Online] [Erişim 26.04.2021] Bureau Veritas, 2021. BV Fleet. <https://marine-offshore.bureauveritas.com/bv-fleet/#/bv-fleet/ship-adv> [Online] [Erişim 26.04.2021]

Bureau Veritas, (2020). Rules for the Classification of Steel Ships, Part C-Machinery, Electricity, Automation and Fire Protection, Paris.

Choi, C.H., Yu, S., Han, I.S., Kho, B.K., Kang, D.G., Lee, H.Y., Seo, M.S., Kong, J.W., Kim, G., Ahn, J.W., Park, S.K., Jang, D.W., Lee, J.H. ve Kim, M. (2016). Development and demonstration of PEM fuel-cell-battery hybrid system for propulsion of tourist boat. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(5), 3591–3599.

Costa, A.N., Neves, M.V.S., Cruz, M.E. ve Vieira, L.S. (2011). Maximum profit cogeneration plant - MPCP: System modeling, optimization problem formulation, and solution. *Journal of Brazilian Society Mechanical Sciences and Engineering*, 33(1), 58–66.

Dall'Armi, C., Micheli, D. ve Tacconi, R. (2021). Comparison of different plant layouts and fuel storage solutions for fuel cells utilization on a small ferry. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(26), 13878-13897.

De-Troya, J.J., Álvarez, C., Fernández-Garrido, C. ve Carral, L. (2016). Analysing the possibilities of using fuel cells in ships. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(4), 2853–2866.

Dogdibegovic, E., Wang, R., Lau, G. Y., ve Tucker, M. C. (2019). High performance metal-supported solid oxide fuel cells with infiltrated electrodes. *Journal of Power Sources*, 410, 91–98.

Evrin, R.A. ve Dincer, I. (2019). Thermodynamic analysis and assessment of an integrated hydrogen fuel cell system for ships. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(13), 6919–6928.

Feenstra, M., Monteiro, J., van den Akker, J.T., Abu-Zahra, M.R.M., Gilling, E. ve Goetheer, E. (2019). Ship-based carbon capture onboard of diesel or LNG-fuelled ships. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 85, 1–10.

Fioriti, D., Giglioli, R., Poli, D., Lutzemberger, G., Vanni, A. ve Salza, P. (2017). Optimal sizing of a mini-grid in developing countries, taking into account the operation of an electrochemical storage and a fuel tank, Paper presented at the 6th International Conference on Clean Electrical Power: Renewable Energy Resources Impact, June, 2017.

Ganjehkaviri, A. ve Jaafar, M.N.M. (2014). Energy analysis and multi-objective optimization of an internal combustion engine-based CHP system for heat recovery. *Entropy*, 16(11), 5633–5653.

Giap, V.T., Lee, Y.D., Kim, Y.S., Ahn, K.Y., Kim, D.H. ve Lee, J. Il (2020). System simulation and exergetic evaluation of hybrid propulsion system for crude oil tanker: A hybrid of solid-oxide fuel cell and gas engine. *Energy Conversion and Management*, 223, 113265.

Gielen, D. ve Taibi, E. (2019). Hydrogen's future: reducing costs, finding markets. <https://energypost.eu/hydrogens-future-reducing-costs-finding-markets/>[Online][Erişim 26.04.2021].

Giers, M., Jaworska, L. ve Antas, L. (2020). *Global Hydrogen Market Who Will Dominate the Game?* Warsaw.

Güler, E. ve Ergin, S. (2021). An Investigation on the Solvent Based Carbon Capture and Storage System by Process Modeling and Comparisons with Another Carbon Control Methods for Different Ships. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 110, September 2021, 103438.

Hackl, R. ve Harvey, S., (2013). Identification, cost estimation and economic performance of common heat recovery systems for the chemical cluster in Stenungsund, Chalmers University of Technology, Department of Energy and Environment, Project Report.

International Maritime Organization, (2018). Adoption of the initial IMO strategy on reduction of GHG emissions from ships and existing IMO activity related to reducing GHG emissions in the shipping sector.

Lloyd's Register ve UMAS, (2018). Zero-Emission Vessels 2030. How do we get there. Lloyd's Register Group Limited and UMAS.

Luo, X. ve Wang, M. (2017). Study of solvent-based carbon capture for cargo ships through process modelling and simulation. *Applied Energy*, 195, 402–413.

Man Energy Solutions, (2018). <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas> [Online] [Erişim 26.04.2021].

Marine Environment Protection Committee, (2020). Report of the Marine Environment Protection Committee on its Seventy Fifth Session.

Marine Insight, (2020). EU Parliament Votes To Make Shipping Pay For CO2 Emissions. <https://www.marineinsight.com/shipping-news/eu-parliament-votes-to-make-shipping-pay-for-co2-emissions/#:~:text=Shipping is the only sector,€24 billion a year.> [Online] [Erişim 26.04.2021].

MTU-solutions, 2019. Marine Diesel Engine S60 for vessels with unrestricted continuous operation. [https://www.mtu-solutions.com/content/dam/mtu/products/defense/marine-and-offshore-service-and-supply/main-propulsion/mtu-series\\_60/3231191\\_Marine\\_spec\\_S60\\_1A.pdf](https://www.mtu-solutions.com/content/dam/mtu/products/defense/marine-and-offshore-service-and-supply/main-propulsion/mtu-series_60/3231191_Marine_spec_S60_1A.pdf). [Online] [Erişim 26.04.2021]

Nordin, A. ve Majid, M.A.A., (2016). Parametric study on the effects of pinch and approach points on heat recovery steam generator performance at a district cooling system. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 10 (2), 2134–2144.

Ouyang, T., Zhao, Z., Lu, J., Su, Z., Li, J. ve Huang, H. (2020). Waste heat cascade utilisation of solid oxide fuel cell for marine applications. *Journal of Cleaner Production*, 275, 124133.

Park, S., Vohs, J.M. ve Gorte, R.J. (2000). Direct oxidation of hydrocarbons in a solid-oxide fuel cell. *Nature*, 404 (6775), 265–267.

Park, S.H., Lee, Y.D. ve Ahn, K.Y. (2014). Performance analysis of an SOFC/HCCI engine hybrid system: System simulation and thermo-economic comparison. *International Journal of Hydrogen Energy*, 39 (4), 1799–1810.

Parks, G., Boyd, R., Cornish, J. ve Remick, R. (2014). Hydrogen Station Compression, Storage, and Dispensing Technical Status and Costs: Systems Integration, International Renewable Energy Laboratory, Technical Report.

Peng, D. ve Robinson, D.B. (1976). A New Two-Constant Equation of State. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 15(1), 59–64.

Sapra, H., Stam, J., Reurings, J., van Biert, L., van Sluijs, W., de Vos, P., Visser, K., Vellayani, A.P. ve Hopman, H. (2021). Integration of solid oxide fuel cell and internal combustion engine for maritime applications. *Applied Energy*, 281, 115854.

Sohal, M.S. (2009). Degradation in solid oxide cells during high temperature electrolysis, Idaho National Laboratory, Technical Report.



Shirmohammadi, R., Aslani, A., Ghasempour, R., Romeo, L. M., ve Petrakopoulou, F. (2021). Process design and thermoeconomic evaluation of a CO<sub>2</sub> liquefaction process driven by waste exhaust heat recovery for an industrial CO<sub>2</sub> capture and utilization plant. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 145(3), 1585–1597.

Ship&Bunker, (2021). Rotterdam Bunker Prices. <https://shipandbunker.com/prices/emea/nwe/nl-rtm-rotterdam#ULSFO>. [Online] [Erişim 02.06.2021]

Van Biert, L., Godjevac, M., Visser, K. ve Aravind, P. V. (2016). A review of fuel cell systems for maritime applications. *Journal of Power Sources*, 327, 345–364.

Woodyard, D., (2009). *Pounder's marine diesel engines and gas turbines*. Butterworth-Heinemann.

Wu, P. ve Bucknall, R. (2020). Hybrid fuel cell and battery propulsion system modelling and multi-objective optimisation for a coastal ferry. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(4), 3193–3208.

Yan, Z., He, A., Hara, S. ve Shikazono, N. (2019). Modeling of solid oxide fuel cell (SOFC) electrodes from fabrication to operation: Microstructure optimization via artificial neural networks and multi-objective genetic algorithms. *Energy Conversion Management*, 198, 111916.

Yonekura, T., Yachikawa, Y., Yoshizuma, T., Shiratori, Y., Ito, K. ve Sasaki, K. (2011). Exchange Current Density of Solid Oxide Fuel Cell Electrodes. *ECS Transactions*, 35(1), 1007–1014.

Zhang, X., Chan, S.H., Li, G., Ho, H.K., Li, J. ve Feng, Z. (2010). A review of integration strategies for solid oxide fuel cells. *Journal of Power Sources*, 195(3), 685–702.

# Su Altı Patlama Yüküne Maruz Sandviç Kompozit Panellerin Nümerik Analizi

Mehmet Mert Serveren <sup>1</sup>, Mustafa Taşkın <sup>2</sup>, Özgür Demir <sup>3</sup>

<sup>1,3</sup> Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye

<sup>2</sup> Milli Savunma Üniversitesi, Deniz Harp Okulu, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü,  
İstanbul, Türkiye

<sup>1</sup> merts@yildiz.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2766-2691

<sup>2</sup> mtaskin@dho.edu.tr, 0000-0002-7212-2424

<sup>3</sup> (sorumlu yazar), ozgurd@yildiz.edu.tr, 0000-0003-0865-0684

## ÖZET

Su altı patlamaları, yüzer yapılar ve içerisindeki insan yaşamı için son derece tehlikelidir. Hava patlamaları ile karşılaştırıldığında, su altı patlaması, sıvı ortamının etkisiyle çok daha zorlayıcıdır. Bu sebeple su altı patlamasına karşı dayanımı yüksek deniz yapılarının tasarımı önemli olduğu kadar zor bir konudur. Malzeme teknolojisinin hızla ilerlemesiyle birlikte kompozit malzemeler, düşük yoğunluklu, yüksek elastikiyete ve yüksek mukavemete sahip olmaları nedeniyle deniz ve savunma alanlarında metallere göre yaygın olarak tercih edilmektedirler. Bu çalışmada, yumuşak çekirdekli bir sandviç panel, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak modellenmiş ve su altı patlama yükü altında dinamik davranışı incelenmiştir. Model ve yöntemin doğrulama çalışmasında ilk olarak, su altı patlama yüküne maruz karbon epoksi kompozit plak yapısının dinamik tepkileri literatürde mevcut olan sonuçlarla doğrulanmıştır. Bu bölümde, plağın dinamik tepkisini analiz etmek için ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) ve Load\_SSA (Sub-Sea Analysis) yöntemleri kullanılmış ve ALE yöntemi kullanılarak iyi bir uyum elde edildiği gözlenmiştir. Ardından, yumuşak çekirdekli (köpük) kompozit sandviç paneller sonlu eleman tabanlı ALE yöntemi ile incelenmiştir. Son olarak, parametrik çalışmalarla birlikte plak yapısının su altı patlama yükleri altında maksimum deformasyon sonuçları irdelenmiştir. Artan çekirdek katman kalınlığı, aynı patlama şartlarında plak orta nokta çökmesinin azalmasına ve patlama sonrası salınım frekansının artmasına sebep olduğu görülmüştür.

**Anahtar kelimeler:** Su altı patlamaları, Kompozit malzemeler, Sonlu elemanlar yöntemi, ALE yöntemi

**Makale geçmişi:** Geliş 10/08/2021 – Kabul 20/10/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.980177>

# Numerical Analysis of Composite Sandwich Panels Subjected to Underwater Blast Load

Mehmet Mert Serveren <sup>1</sup>, Mustafa Taşkın <sup>2</sup>, Özgür Demir <sup>3</sup>

<sup>1,3</sup> Yildiz Technical University, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Istanbul, Turkey

<sup>2</sup> National Defense University, Turkish Naval Academy, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Istanbul, Turkey

<sup>1</sup> merts@yildiz.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2766-2691

<sup>2</sup> mtaskin@dho.edu.tr, 0000-0002-7212-2424

<sup>3</sup> (corresponding author), ozgurd@yildiz.edu.tr, 0000-0003-0865-0684

## ABSTRACT

Underwater explosions are tremendously hazardous for floating structures and human life inside. When compared to an air blast, an underwater blast is more effective due to the effect of the fluid domain. Therefore, the design of marine structures with high strength to underwater explosions is a difficult subject as well as important. With the rapid progression of material technology, composite materials are widely preferred over metals in fields of marine and defense industries due to low density, high elasticity and high strength in their nature. In this study, a sandwich panel with a soft-core was modelled using the finite element method, and the dynamic behavior of the panel subjected to an underwater blast load is investigated. In the validation study of the model and method, firstly, the dynamic responses of the carbon epoxy composite plate structure subjected to underwater explosion load were confirmed with the results available in the literature. In this part, ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) and Load\_SSA (Sub Sea Analysis) methods were used to simulate the dynamic response of the plate and a very good agreement was observed by using the ALE method. Then, the composite sandwich panels with a soft-core (foam) were investigated by the finite element-based ALE method. Finally, the maximum deflection results of the plate structure subjected to underwater explosion loads were examined with parametric studies. Increasing core layer thickness caused a decrease in plate deflections and an increase in post-explosion oscillation frequency under the same blast conditions.

**Keywords:** Underwater blast, Composite materials, Finite element method, ALE method

**Article history:** Received 10/08/2021 – Accepted 20/10/2021

## 1. Introduction

Underwater shock phenomena pose a significant risk to human life while sailing aboard a vessel. It also causes irretrievable damage to the vessels. Commercial ships, as much as warships, can be targets of an assault. Thus, underwater shock assessments should be considered at a large extent while designing a ship.

An underwater blast is far more dangerous than an air blast because it has a much larger effect radius. This is primarily due to the fact that, unlike air, water is an incompressible fluid, allowing a blast wave to propagate towards it without losing magnitude. In addition, the velocity of sound in water is nearly 4.5 times that of air.

With the rapid progression of material technology, composite materials are widely preferred over metals due to their low density, high elasticity and high strength. Also, soft-core or viscoelastic materials can be used between the composite face layers as a core layer because they have a great amount of resilience, so they can absorb a vast amount of shock energies.

The finite element method is way more advantageous for detailed structural systems than analytical methods. Because mainly, some semi-analytical methods such as Navier or Levy methods can only be applied to certain problems with certain types of boundary conditions. Ls-Dyna is a finite element simulation program recently merged into ANSYS Corporation and can perform a great deal of analyses. There are several methods in the program in which shock analyses can be performed. For instance, air and underwater blast loadings can be made by using LOAD\_BLAST\_ENHANCED and LOAD\_SSA (Sub Sea Analysis) control cards, respectively. In addition, the ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) method is highly preferable for more accurate results.

Isotropic materials are accepted as conventional materials in structural mechanics and thus, it has been the subject of numerous studies over the years. Ramajeyathilagam et al. (2000), and Ramajeyathilagam and Vendhan (2004) did several numerical analyses by validating the results with experimental ones. Air-backed conditions were applied. In their studies, 3 different steel specimens were used under different shock factors by arranging TNT (trinitrotoluene) weight as charge amount and distance between the charge and the specimen. For the strain-rate dependent material model, Cowper-Symonds parameters were utilized. They emphasized the importance of the strain rate effects on plastic-kinematic material models.

Rajendran (2009), and Rajendran and Narasimhan (2001) performed numerical and experimental shock analyses. Different shock variables were examined in relation to TNT charge weight and charge distance. They proposed an assumption for the numerical studies, supposing that the velocity of the plate should be multiplied by two in order to validate the results, and they pointed out that this assumption has less errors for large displacement instances.

It has been a really troublesome problem to model experimental procedures numerically, especially for the boundary conditions. Theoretically, a clamped boundary condition means restricting all the 6 degrees of freedom. However, Nurick et al. (1996) investigated several clamped boundary conditions and their effects on the blast specimen for the deformation analyses.

Composite materials are accepted as advanced structural materials carrying features of lightweight and high strength. The finite element approach is often utilized in the computational modeling and analysis of underwater blast incidents. Wei et al. (2013) developed a new fluid structure interaction mechanism by including strain rate effects for monolithic and sandwich composite materials. Different failure mechanisms, such as Hashin's fiber and modified Tsai-Wu were used. It was found that

lightweight, high performance foam core material improve the panel performance by mitigating the impulse which is transmitted to the back side of the panel. In their other study (Wei et al., 2013), they investigated the prediction of dynamic response of the sandwich beams subjected to shock loading. They concentrated on the significance of inter-lamina delamination, shear-off mechanism, brittle behavior of composite materials, spring back for monolithic materials after unloading the structure, and core crushing. Matos et al. (2018) conducted an experimental and computational research to evaluate the dynamic response of weathered biaxial composite plates subjected to near-field explosive/blast loadings. The composite plates were clamped to an air-backed cage within an underwater blast facility for the experiments. An RP-503 explosive was submerged and exploded behind the composite specimen. Submersion in 65 °C saltwater for 35 and 70 days accelerated the aging of the composites. The results demonstrate that water diffusion into the composite material causes a more pronounced blast response as well as mechanical property deterioration. A coupled Eulerian–Lagrangian finite element simulation was conducted to complement the experimental findings.

For static analyses, it's known that as the curvature of the plate increases, the deformation under load decreases. However, Kumar et al. (2013) showed that with the increasing value of the curvature, the plate is witnessed to be more open to deformation for underwater blast loading.

Hammond and Grzebieta (2000) did underwater blast experiments on far-field air-backed steel plates. They used Ls-Dyna software for finite element analyses for comparison of the peak deflection results of the plate center, and excellent agreement was shown. Karbhari and Zhang (2003) used two and four layered E-Glass/Vinylester composite specimens from uniaxial, biaxial and triaxial, non-woven and fabric materials for experimental analyses in order to observe damage and failure behavior. In addition, hydrothermal degradation was taken into consideration. It was seen that most of the damage took place through the interface debonding as well as cracking and fiber pitting. Schiffer and Tagarielli (2015) presented a new experimental technique in order to perform laboratory-scaled investigations on underwater blast loadings on circular plates. Quasi-isotropic glass/vinylester and woven carbon composite plates were studied. They also performed explicit finite element analysis for comparison of the results and good agreement was found.

There are several studies made on ship structures to investigate the dynamic response of the structures subjected to underwater blast loads. Aman et al. (2011) concluded that the response of the structure is affected most severely by the bubble pulse. Both integrated and non-integrated analyses utilized. Also, the response changes with the attack angle and water depth. Zhang et al. (2014) also supports this conclusion of the global response of the ship's structure by using the Double Asymptotic Approximation method. Qiankun and Gangyi (2011) used a section of a ship as a structure for their work. A non-contact underwater explosion was studied, pointing out the importance of the fluid mesh.

## **2. Underwater Blast Phenomena**

Underwater explosions can be investigated using two distinct fluid scenarios. The first scenario is both water-fronted and backed domain, the second is water-fronted and air-backed. Because of the dissipation effects of the water, the structure acts differently in both scenarios. In water-fronted and air-backed scenario has investigated in this study in order to mimic a real-time naval vessel instance.

Underwater explosion incidents can be classified in three regimes:

The first regime is known as the primary shock wave which immediately follows the explosive reaction, resulting in a pressure profile that causes significant structural damage. Water travels with the shock wave and deforms the structure during the main shock regime.

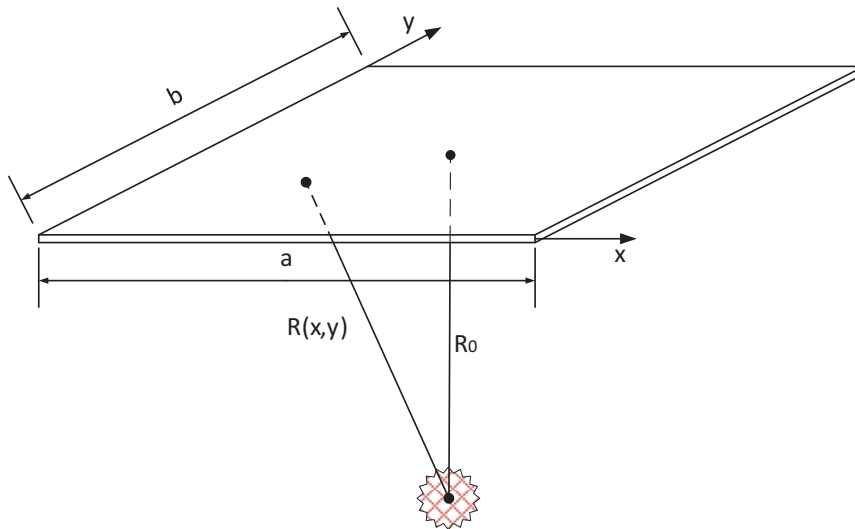
The second and third regimes are usually named as bubble pulses, which occur when the displacements, thus the velocity of the structure's motion is brought to rest when the movement is over. Momentum caused by water results in backwards compression due to the absolute vacuum caused by the full empty volume domain right after the spherical movement of water. The major impact of this regime is cavitation effects. In the present work, mainly the first regime is studied.

Cole (1948) has investigated the phenomena of underwater explosions and formulated the physical problem in extensive detail. The value of the incident pressure reaches its maximum value at around 100 nanoseconds, then it decreases. This behavior is exponential and dissipation factor dependent, as follows:

$$P(x, y, t) = \begin{cases} P_{\max}(x, y) e^{\frac{-(t-t_d)}{\theta(x,y)}} & t \geq t_d(x, y) \\ 0 & t < t_d(x, y) \end{cases} \quad (1)$$

$$t_d(x, y) = \frac{R(x,y) - R_0}{c_f} \quad (2)$$

Where  $c_f$  is the velocity of the sound in the water,  $t_d(x, y)$  is the arrival time of incident pressure on the structure, and  $R_0$  and  $R(x, y)$  show the minimum distance and any distance from the charge to the structure, respectively. The coordinate system of the plate and explosive location is given in Figure 1.



**Figure 1.** Plate geometry and location of the explosive

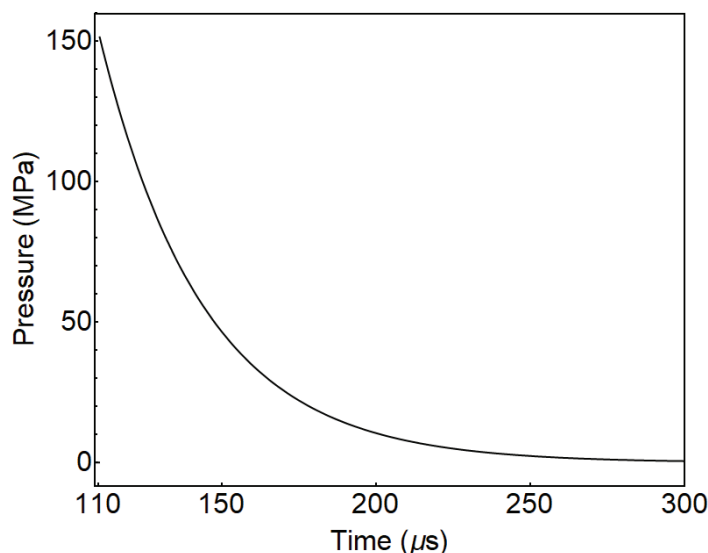
$P_{\max}$  and the dissipation factor  $\theta$  are calculated by the charge parameters, the mass of the charge and the distance between the structure and the charge. The values of the equation parameters below are listed in Table 1 and Table 2 in Section 0.

$$P_{\max}(x, y) = K_1 \left( \frac{W^{1/3}}{R(x,y)} \right)^{A_1} \quad (3a)$$



$$\theta(x, y) = K_2 W^{1/3} \left( \frac{W^{1/3}}{R(x,y)} \right)^{A_2} \quad (3b)$$

By using the formulation above, free field incident pressure is reproduced from Ramajeyathilagam et al. (2000) in Figure 2. It depicts the pressure data for a 70 gr TNT charge with a stand-off distance of 16 cm.



**Figure 2.** Example of free field pressure time history

Equation of motion of a submerged plate is

$$(m + m_a)\ddot{d} + kd = 2P(x, y, t) - \rho_f c_f \dot{d} \quad (4)$$

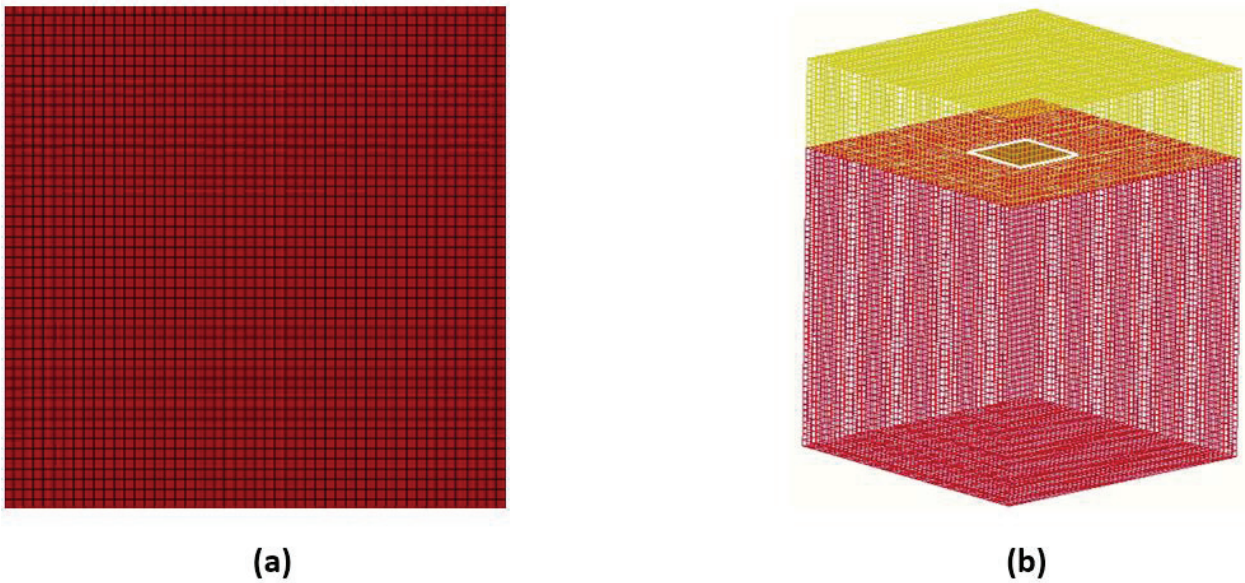
Where  $m$  and  $m_a$  are the structural mass and the added mass from the surrounding water;  $\rho_f$  is the density of the fluid;  $\ddot{d}$ ,  $\dot{d}$  and  $d$  are the acceleration, the velocity and the displacement of the plate, respectively. The shell structure reflects the pressure wave to the fluid, which doubles the incident pressure. The effect of the shock wave initiates the motion of the plate and the surrounding water. The velocity of the water particles around the plate is equal to the velocity of the plate. The latter term in the right-hand side of Equation 4 is called rarefaction pressure, which is caused by plate motion.

### 3. Modelling, Mesh Convergence and Validation

Ls-Dyna is an explicit dynamic finite element solver. It is widely utilized in a variety of industries, including automotive, marine, aerospace, and defense. For underwater blast analyses, LOAD\_SSA (Sub-Sea Analysis) control card can be used as well as the ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) method. For this study, both the ALE method and LOAD\_SSA card were used separately.

LOAD\_SSA card uses Taylor's Flat Plate Theory (Taylor, 1963) for fluid-structure interactions. The incident pressure is obtained by Eq. 1-3. The advantage of this method is that there is no need to model the water domain. The rarefaction pressure due to water movement is calculated according to the velocity of the plate according to Taylor's theory. On the other hand, although modeling of water and explosives is necessary in the ALE technique, water-induced damped motion is taken into consideration.

The validation process of the study is based on the experimental and numerical studies of Matos et al. (2018). Data digitalization has been used to acquire the results from the respected article. All models chosen in the article are non-weathered composite specimens. All blast scenarios have 1.5 grams of equivalent TNT as charge and a 0.152 m. distance between the plate and the charge. Four layers of a carbon-epoxy composite structure are used. 40,000 shell elements with square geometry (200×200), shown in Figure 3(a), were chosen for the plate geometry and all four layers are identified in each element. Figure 3(b) represents the ALE model with the water and air domains represented by the red and yellow colors, respectively. White lines represent the edges of the shell model. Totally, 125,000 elements constitute the water domain, while 37,500 constitute the air domain. In both domains, elements are cubic and have 2 cm edge length.

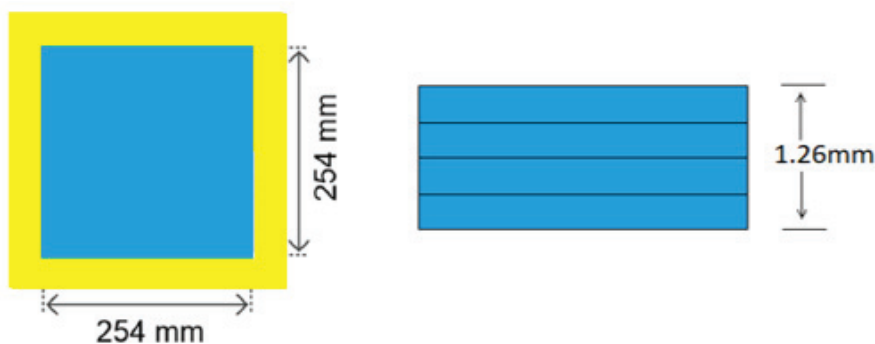


**Figure 3.** Finite element model a) 2D shell structure model, b) ALE model

In the first case, four layers have material angles of 45/-45/-45/45 respectively. In the second case, four composite layers have material angles of 0/90/90/0, respectively. Each layer has a thickness of 0.315 mm, composing a final laminate with 1.26 mm of total thickness comprised by 4 plies (layers). The plate is a square of 25.4 mm edge length. Different from the experimental setup of the validation study (Matos et al., 2018), the plate is modeled with only having the exposed area, which is the blue area shown in Figure 4. The clamped edges, which form the yellow area shown in Figure 4 mounted on the rigid supports are not additionally modeled. The assumption of not restricting in-plane axial and translational movement is applied in the same manner as in the validation study.

However, the material model has been chosen as MAT\_LAMINATED\_COMPOSITE\_FABRIC (MAT58) instead of MAT\_COMPOSITE\_DAMAGE (MAT22) as in the validation article due to the damage criteria found out such as delamination and cracks etc. No damage criteria is applied to the model. For detailed material properties, the article can be seen (Matos et al., 2018). Also, shell elements are used in the validation study instead of 3D solid elements.

The stand-off distance between the charge and the plate center is 0.152 meters, and the amount of the charge is 1.5 grams of TNT equivalent. LOAD\_SSA control card has been utilized for shock case parameters. The properties of the TNT are shown in Table 1 and Table 2, respectively.



**Figure 4.** Front and side view of the specimen

**Table 1.** TNT properties (Ramajeyathilagam et al., 2000)

$\rho$	1650 kg/m <sup>3</sup>
$K_1$	52.2e6 Pa
$K_2$	92.5e-6 s
$A_1$	1.13
$A_2$	-0.22

**Table 2.** JWL EOS TNT properties (Dobratz, 1972)

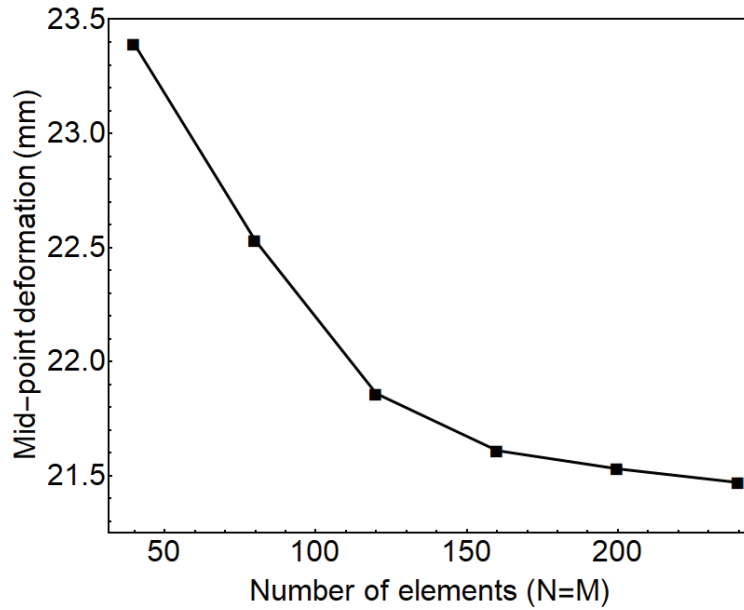
$A$	491 GPa
$B$	9 GPa
$R_1$	4.4
$R_2$	1.1
$\omega$	0.3
$E_0$	8 GPa

$\rho$  is the density and  $K_i$ ,  $A_i$  are the constant parameters of TNT in Table 1, and  $A$ ,  $B$ ,  $R_i$ ,  $\omega$  and  $E_0$  are the constant parameters of Jones-Wilkins-Lee equation of state for Pentoline explosive which consists of 50% TNT and 50% PETN given in Table 2. The Gruneisen and Linear Polynomial EOS parameters are the same as the ones in the article by Matos et al. (2018). The values are valid for the MKS (meter-kilogram-second) units.

**Table 3.** Mesh convergence results

Number of Elements	Max. Deflection (mm)
1,600	23.39
6,400	22.53
14,400	21.86
25,600	21.61
40,000	21.53
57,600	21.47

Mesh converge study is conducted using LOAD\_SSA card for six cases to confirm the maximum deflection value of the plate center. The four layer composite stacking sequence is chosen 0/90/90/0 in the study and results are given in Figure 5 and Table 3.

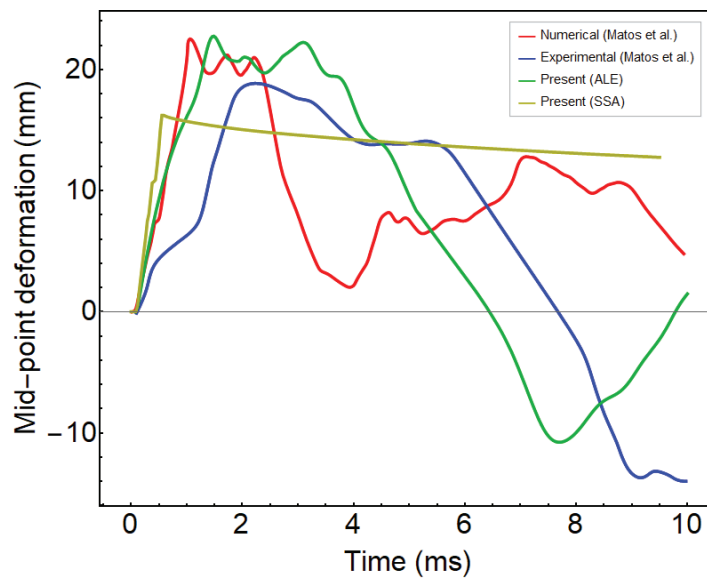


**Figure 5.** Mesh convergence graph

The maximum deflection of the plate center is given in Table 4. The results of LOAD\_SSA and ALE methods are compared with the experimental and numerical results from the literature.

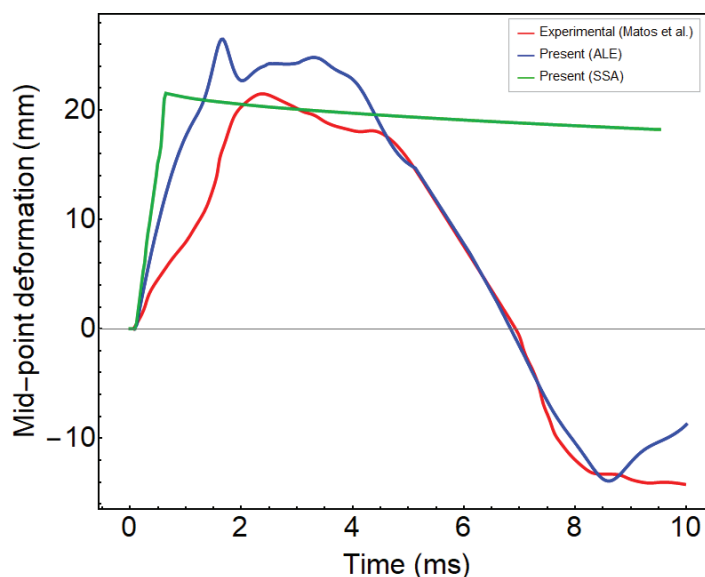
**Table 4.** Maximum deflection results of the validation study

Material Orientation	(Matos et al., 2018)(Experiment)	(Matos et al., 2018)(Numerical)	LOAD_SSA	ALE Method
0/90/90/0	21.4 mm	-	21.5 mm	26.5 mm
45/-45/-45/45	19.2 mm	22.5 mm	16.3 mm	22.8 mm



**Figure 6.** Validation study (Matos et al., 2018) for 45/-45/-45/45 layup

Figure 6 represents the material orientation of 45/-45/-45/45 layup configuration, while Figure 7 represents the material orientation of 0/90/90/0 layup configuration.



**Figure 7.** Validation study (Matos et al., 2018) for 0/90/90/0 layup

It is clearly seen in Figure 6 and 7 that the ALE method is more accurate results than the LOAD\_SSA in terms of deformation trend in time, and elastic behavior of the plate compared to the experiments made in the respected article.

#### 4. Parametric Study for Soft-Core Sandwich Composite Plate

As seen in the Section 0, the results obtained by the ALE method are more accurate than the ones with LOAD\_SSA card, so parametric studies have been carried out using the ALE method. In the present section, soft foam core is added between composite face layers in order to investigate dynamic response of the sandwich plate. For parametric analysis, a soft-core having three different thickness values is added. Soft-core material parameters have been taken from the study (Taskin et al., 2019) and are shown in Table 5.

**Table 5.** Material Properties of Soft-core (Foam Core) (Taskin et al., 2019)

$E$	6.895 MPa
$\rho$	94.195 kg/m <sup>3</sup>
$\nu$	0

$E$ ,  $\rho$  and  $\nu$  represent the elasticity modulus, the density and Poisson's ratio, respectively. The values listed in Table 6 are for MAT\_LAMINATED\_COMPOSITE\_FABRIC (MAT58) for composite material in Ls-Dyna. No damage criteria were applied in the parametric studies as well as the validation studies.

$E_{ij}$ ,  $G_{ij}$  and  $\nu_{ij}$  represents the elasticity modulus, the shear modulus and Poisson's ratio of the laminate respectively. As mentioned in the previous section, four unidirectional fabric plies of laminate having 45/-45/-45 /45 material orientation angles have a total thickness of 1.26 mm, each of the plies having a 0.315 mm thickness. In this study, four different parametric studies are conducted. In the first case, no soft-core material is used. Foam material is chosen as MAT\_ELASTIC (MAT1) in the Ls-Dyna pre-post. The laminate comprises of 5 plies with a material orientation of 45/-45/soft-core/-45/45 when the soft-core is added in the middle. Then the effect of the foam core is investigated. In the second case, soft-core material is added in the middle of the 4 plies, which means on the front face 2

composite plies with a thickness of  $h = 0.63$  mm, in the middle foam core material with a thickness of  $5h = 3.15$  mm, and on the back face 2 composite plies with a thickness of  $h = 0.63$  mm are used, forming a 4.41 mm thickness value in total, as can be seen in Figure 8. A soft-core material having a 10h and 15h thickness is used between the unidirectional composite face layers for the third and fourth cases, respectively. Distance between the explosive and the midplane of the sandwich plates was taken 16.2 cm.

**Table 6.** Material Properties of Uni-Directional Carbon – Epoxy Composite Layers (Taskin et al., 2019)

$\rho$	1420 $kg/m^3$
$E_{11}$	131 $GPa$
$E_{22}$	10.34 $GPa$
$G_{12}$	6.895 $GPa$
$G_{23}$	6.895 $GPa$
$G_{13}$	6.205 $GPa$
$\nu_{12}$	0.22



**Figure 8.** Side view of the sandwich structure with parametric thickness values

In the present work, mainly maximum deformation behavior has been taken into consideration. Table 7 shows the maximum deflection of the center node for all cases.

**Table 7.** Maximum Deflection Results of Present Study

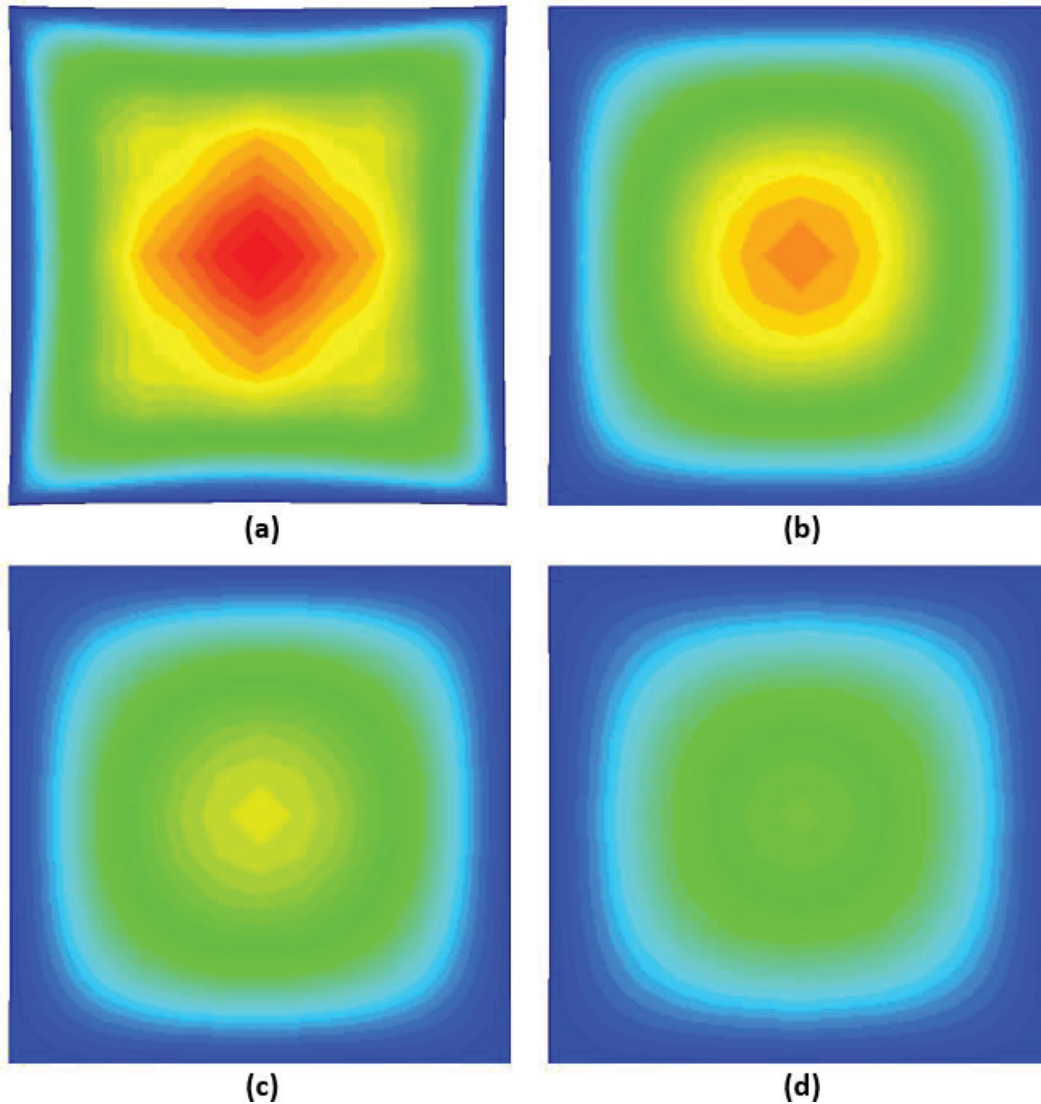
Cases	Maximum deflection at plate center (ALE_Method)
No Soft-core	17.1 mm
5h Soft-core	14.6 mm
10h Soft-core	12.3 mm
15h Soft-core	9.9 mm

Figure 9 represents the deformation contours at the maximum deflection of the plate mid-point by the ALE method. The upper limit of the deformation fringe chart is set at 20 mm. Figure 9.a is the case with no foam core; b, c, and d are the cases with foam cores having 5h, 10h, and 15h thicknesses, respectively. From the results, it is observed that with increasing foam core thickness, maximum deflection of the plate decreases.

Figure 10 represents the solution with the ALE method for 4 different core cases. It is clearly seen that as the thickness of the soft-core material employed in the sandwich structure increases, deflection values for the same shock factor (same stand-off distance and charge mass) decrease. However, the



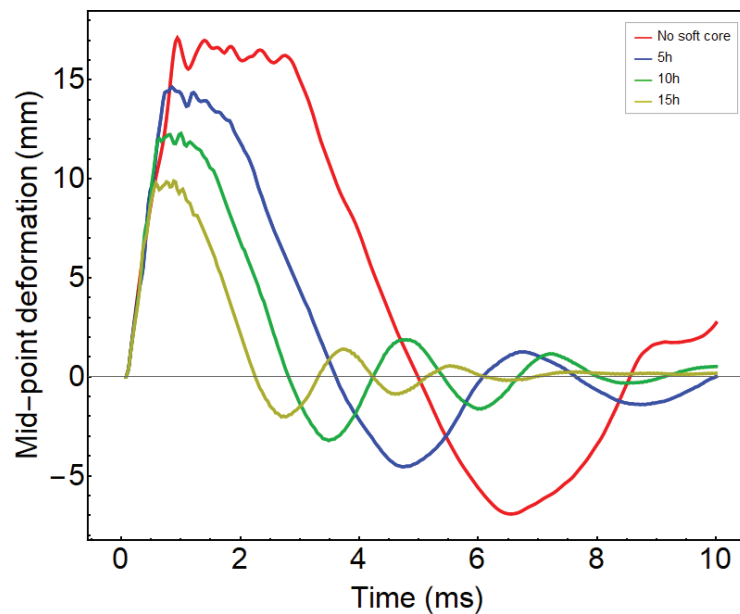
oscillation frequency increases due to the structure's increased mass and inertia. A transient trend can be clearly seen as well.



**Figure 9.** Deformation gradient of the plate with ALE method a) No soft-core, b) 5h, c) 10h, d) 15h

## 5. Conclusion

In this study, underwater explosion analyses have been investigated using a piece of the commercial finite element codes, Ls-Dyna. ALE method and LOAD\_SSA (Sub Sea Analysis) control card have been used to analyze the underwater explosion phenomena. Then, parametric studies have been carried out using the ALE method due to the fact that it is a more accurate method than LOAD\_SSA. In addition to composite laminated plate analyses, a soft-core (foam) material has been placed in the middle of the laminate to have a sandwich composite structure. It is clearly seen that with the increasing thickness of the soft-core material used in the sandwich structure, displacements for the same shock factor (same stand-off distance and same charge mass) decrease, whereas the mass and inertia of the structure and damping oscillation frequency increase. For the further study, numerical analyses of curved composite sandwich panels subjected to underwater explosions can be investigated with semi analytical algorithms, such as Generalized Differential Quadrature Method.



**Figure 10.** Deflection of the plate mid-point for all cases with ALE method

## References

- Aman, Z., Weixing, Z., Shiping, W., & Linhan, F. (2011). Dynamic response of the non-contact underwater explosions on naval equipment. *Marine Structures*, 24(4), 396–411. <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2011.05.005>
- Cole, R. H. (1948). Underwater explosions. In *Underwater explosions*. Princeton Univ. Press., <https://doi.org/10.5962/bhl.title.48411>
- Dobratz, B. M. (1972). Properties of chemical explosives and explosive simulants. <https://doi.org/10.2172/4285272>
- Hammond, L., & Grzebieta, R. (2000). Structural response of submerged air-backed plates by experimental and numerical analyses. *Shock and Vibration*, 7(6), 333–341. <https://doi.org/10.1155/2000/984015>
- Karbhari, V. M., & Zhang, S. (2003). E-glass/vinylester composites in aqueous environments - I: Experimental results. *Applied Composite Materials*, 10(1), 19–48. <https://doi.org/10.1023/A:1021153315780>
- Kumar, P., Stargel, D. S., & Shukla, A. (2013). Effect of plate curvature on blast response of carbon composite panels. *Composite Structures*, 99, 19–30. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2012.11.036>
- Matos, H., Javier, C., LeBlanc, J., & Shukla, A. (2018). Underwater nearfield blast performance of hydrothermally degraded carbon–epoxy composite structures. *Multiscale and Multidisciplinary Modeling, Experiments and Design*, 1(1), 33–47. <https://doi.org/10.1007/s41939-017-0004-6>
- Nurick, G. N., Gelman, M. E., & Marshall, N. S. (1996). Tearing of blast loaded plates with clamped boundary conditions. *International Journal of Impact Engineering*, 18(7–8), 803–827. [https://doi.org/10.1016/s0734-743x\(96\)00026-7](https://doi.org/10.1016/s0734-743x(96)00026-7)

Qiankun, J., & Gangyi, D. (2011). A finite element analysis of ship sections subjected to underwater explosion. *International Journal of Impact Engineering*, 38(7), 558–566. <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2010.11.005>

Rajendran, R. (2009). Numerical simulation of response of plane plates subjected to uniform primary shock loading of non-contact underwater explosion. *Materials & Design*, 30(4), 1000–1007. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2008.06.054>

Rajendran, R., & Narasimhan, K. (2001). Linear elastic shock response of plane plates subjected to underwater explosion. *International Journal of Impact Engineering*, 25(5), 493–506. [https://doi.org/10.1016/S0734-743X\(00\)00056-7](https://doi.org/10.1016/S0734-743X(00)00056-7)

Ramajeyathilagam, K., & Vendhan, C. P. (2004). Deformation and rupture of thin rectangular plates subjected to underwater shock. *International Journal of Impact Engineering*, 30(6), 699–719. <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2003.01.001>

Ramajeyathilagam, K., Vendhan, C. P., & Rao, V. B. (2000). Non-linear transient dynamic response of rectangular plates under shock loading. *International Journal of Impact Engineering*, 24(10), 999–1015. [https://doi.org/10.1016/S0734-743X\(00\)00018-X](https://doi.org/10.1016/S0734-743X(00)00018-X)

Schiffer, A., & Tagarielli, V. L. (2015). The response of circular composite plates to underwater blast: Experiments and modelling. *Journal of Fluids and Structures*, 52, 130–144. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2014.10.009>

Taskin, M., Arikoglu, A., & Demir, O. (2019). Vibration and damping analysis of sandwich cylindrical shells by the GDQM. *AIAA Journal*, 57(7), 3040–3051. <https://doi.org/10.2514/1.J058128>

Taylor, G. I. (1963). The pressure and impulse of submarine explosion waves on plates. *The Scientific Papers of G. I. Taylor*, vol. III. Volume III of *The Scientific Papers of G. I. Taylor*, Cambridge University Press, Cambridge, UK, 3, 287–303.

Wei, X., De Vaucorbeil, A., Tran, P., & Espinosa, H. D. (2013). A new rate-dependent unidirectional composite model – Application to panels subjected to underwater blast. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 61(6), 1305–1318. <https://doi.org/10.1016/j.jmps.2013.02.006>.

Wei, X., Tran, P., De Vaucorbeil, A., Ramaswamy, R. B., Latourte, F., & Espinosa, H. D. (2013). Three-dimensional numerical modeling of composite panels subjected to underwater blast. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 61(6), 1319–1336. <https://doi.org/10.1016/j.jmps.2013.02.007>.

Zhang, N., Zong, Z., & Zhang, W. (2014). Dynamic response of a surface ship structure subjected to an underwater explosion bubble. *Marine Structures*, 35, 26–44. <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2013.11.001>

## Deneme Seyri Planlamasında PERT Uygulaması

Mustafa Kafalı <sup>1</sup>, Yusuf Genç <sup>2</sup>

<sup>1</sup> İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, İzmir, Türkiye

<sup>2</sup> Ordu Üniversitesi, Fatsa Meslek Yüksekokulu, Gemi İnşaatı Programı, Ordu, Türkiye

<sup>1</sup> (sorumlu yazar), mustafakafali@ikcu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-8077-1686

<sup>2</sup> yusufgenc55@yahoo.com, 0000-0002-4903-5015

### ÖZET

Bu çalışmada üretim sürecinin sonuna yaklaşmış, fabrika kabul ve liman kabul testleri tamamlanmış olan bir geminin deneme seyri sırasında yapılacak olan testler için bir planlama yapılmıştır. Deneme seyrinde gerçekleştirilen testler ve bunların yaklaşık süreleri gerçek bir deneme seyri gözleminde elde edilmiştir. Çalışmada deneme seyri bir proje olarak ele alınarak öncelikle gerçekleştirilecek testler birer aktivite olarak kabul edilmiş ve liste halinde belirlenmiştir. Daha sonra testleri gerçekleştirecek kişiler kaynak olarak atanmıştır. Bunun ardından testler arasındaki öncül-ardıl ilişkileri incelenerek aynı zaman diliminde yapılabilecek ve birbirlerini etkilemeyecek testler belirlenmiştir. Bu sayede testler için gerekli kaynak atamaları yapılarak uygun bir seyir çizelgesi elde edilmeye çalışılmıştır. Ayrıca elde edilen çizelge kullanılarak deneme seyri için kritik yol tespit edilmiştir. Böylece hangi testlerin kritik olduğu belirlenmiştir. Ayrıca PERT (Program Evaluation and Review Technique) analizi yapılarak deneme seyrinin tamamlanma süresinin beklenen değeri ve standart sapması hesaplanmıştır. Bunun yanı sıra standart z tablosu yardımı ile farklı deneme seyir süresi değerleri için olasılık hesapları yapılmıştır. Burada altı farklı deneme seyir süresi için altı farklı ihtimal değeri belirlenmiştir. Ayrıca hazırlanan seyir çizelgesi ile deneme seyrinde her bir kaynağa düşen iş miktarları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Yine buna paralel olarak, hazırlanan çizelge üzerindeki her bir testin iş miktarı da belirlenmiştir. Bu çalışmada yapılmış olan uygulamada olduğu gibi, öncelikle deneme seyrinin planlaması yapıp bu plana uygun bir şekilde hareket edilerek deneme seyrinin daha başarılı bir şekilde tamamlanabileceği düşünülmektedir.

**Anahtar kelimeler:** Deneme seyri, PERT, Gemi inşa, Planlama

**Makale geçmişi:** Geliş 13/08/2021 – Kabul 15/11/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.982662>

# PERT Application for Sea Trial Planning

Mustafa Kafalı <sup>1</sup>, Yusuf Genç <sup>2</sup>

<sup>1</sup> İzmir Katip Çelebi University, Faculty of Naval Architecture and Maritime, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, İzmir, Turkey

<sup>2</sup> Ordu University, Fatsa Vocational Higher School, Vessel Construction Program, Ordu, Turkey

<sup>1</sup> (corresponding author), [mustafakafali@ikcu.edu.tr](mailto:mustafakafali@ikcu.edu.tr), ORCID: 0000-0002-8077-1686

<sup>2</sup> [yusufgenc55@yahoo.com](mailto:yusufgenc55@yahoo.com), 0000-0002-4903-5015

## ABSTRACT

In this study, a planning has been made for the tests to be carried out during the sea trial of a ship, which is near the end of the production process and whose factory acceptance and harbor acceptance tests have been completed. Sea trial tests and their approximate durations are derived from a real sea trial observation. The sea trial was viewed as a project in the study, and first, the tests to be carried out were accepted as an activity and listed. Then, the people who will conduct the tests are assigned as resources. Following that, the predecessor-successor relationships between the tests were investigated, and the ones that could be performed concurrently and without interfering with one another were identified. In this way, the necessary resource assignments for the tests were made and an appropriate sea trial schedule was tried to be obtained. In addition, the critical path for sea trial was determined by using the obtained schedule. Thus, the critical tests were identified. In addition, PERT (Program Evaluation and Review Technique) analysis was performed to calculate the expected value and standard deviation of the completion time of sea trial. Furthermore, probability of the different sea trial completion times are calculated with the help of the standard z table. Here, six different probability values are determined for six different sea trial times. Additionally, with a sea trial schedule prepared, the amount of work falling on each resource during the sea trial was calculated separately. Additionally, the amount of work falling on each resource is calculated separately. As in the practice in this study, it is thought that the sea trial can be completed more successfully by planning the sea trial first and acting in accordance with this plan.

**Keywords:** Sea trial, PERT, shipbuilding, planning

**Article history:** Received 13/08/2021 – Accepted 15/11/2021

## 1. Giriş

Dünya ticaretine yön veren gemilerin üretim süreçleri oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir. Bu süreçlerin iyi yönetilebilmesi hem tersane hem de armatör açısından büyük önem arz etmektedir. Rekabet ortamının sürekli arttığı günümüz dünyasında, ayakta kalabilmeyi ve üretimde sürekliliği yakalamayı hedef alan işletmelerin ciddi bir titizlik ve planlama ile çalışmaları gerekmektedir. Bunun yanı sıra üretim planlaması açısından yaşanan gelişmeler, sisteme dâhil olan yenilikler takip edilmeli ve ilgili tersanelerde tatbik edilmelidir. İş verimliliğini yüksek tutmak ve başarısını sürdürmek isteyen tersanelerin bu zorluğun üstesinden gelmesi gerekmektedir (Kafalı vd., 2021). Üretimde sürekliliği hedefleyen firmaların geleceği, üretimdeki aktivitelerini yükseltme yeteneklerini ne denli ileriye taşıyabileceklerine bağlıdır (Goldratt ve Cox, 1992). Kaliteden ödün vermeden üretimde artış, ancak sistemler ve uygulamalar üzerinde yapılacak olan iyileştirmelerle sağlanabilir.

Gemi üretiminde küresel ölçekte söz sahibi olmak isteyen tersanelerin, projeleri zamanında teslim etmesi ve müşteri memnuniyetini ön planda tutması gerektiği açıktır. Zamanında teslim performansı armatörlerin göz önünde bulundurduğu en önemli etkenler arasında yer aldığından bu anlamdaki yüksek performans yeni proje anlaşmalarının önünü açacaktır (Kafalı ve Özkök, 2015; Hwang vd., 2014). Bu sebeple teknolojik açıdan çeşitlilik gerektiren bu üretim sürecinin iyi yönetilebilmesi ancak üst düzeyde hazırlanmış planlamalar ile sağlanabilmektedir. Sürekli gözetim ve denetim altında tutulması gereken gemi üretim süreçlerinin en büyük yardımcısı matematiksel modeller yardımı ile oluşturulmuş olan bilgisayar programlarıdır (Abdel-latif vd., 2013). Bu programlar sayesinde yapılan planlamalar yaşanabilecek sorunların daha önceden görülebilmesine yardımcı olmaktadır. Bu sayede üretimde iyileştirmeler yapılabilen ve gemi teslim süreçlerine olumlu katkılar sağlanabilmektedir. Öte yandan zamanında teslim edilmiş bir geminin iyi bir planlamanın ürünü olduğu unutulmamalıdır. Ayrıca gemi üretimi konusunda planlamanın personel deneyimine bağlı olduğu düşünüldüğünden, planlama ve verimliliği artırmaya yönelik çok az akademik çalışma olduğu bilinmektedir (Lee vd., 2018; Song vd., 2011).

Gemi üretimi, projenin başlangıç aşamasından başlayarak teslim aşamasına gelene kadar gözetim, denetim altında tutulması gereken ve sistematik bir mühendislik gerektiren zorlu bir süreçtir (Wang vd., 2019; Akan ve Bayar, 2021). Blok üretim, boru donatım, elektrik, izolasyon, teçhiz vb. üretim basamakları tersane personeli, klas ve armatör temsilcilerinin de katıldığı testler ile denetlenmektedir. Bu çalışmada fabrika kabul ve liman kabul testleri başarı ile tamamlanmış olan geminin deneme seyri boyunca uygulanacak olan testlerinin planlanması ele alınmıştır. Deneme seyrinde yapılan test ve tecrübeler gemi tipine bağlı olarak farklılık göstermekle birlikte, Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) 100 metreden büyük gemilerde seyir tecrübelerinden dönme, zig-zag ve durma manevralarının yapılmasını zaruri görmektedir (IMO Circular, 2002). Geminin teslim aşamasında yapılan bu testler gemide çalışacak personelin gemiyi tanınması açısından da önemlidir.

Deneme seyirleri ve PERT ile ilgili çalışmalar incelendiğinde, Abdel-latif vd. (2013) yapmış oldukları çalışmada Simulink yazılımı ile Esso Osaka tanker sınıfı geminin manevra performansını incelemek üzere hidrodinamik kuvvetler ve momentler oluşturmuşlardır. Dönme ve zig-zag manevra testlerini inceleyerek olumlu sonuçlar elde etmişlerdir. Doğan ve Helvacıoğlu (2017) ise çalışmalarında, gemi inşaatı Proje Yönetimi Enstitüsü proje yönetimi metodolojisinin kullanımını ve pratikliğini incelemiştir.

Genç ve Özkök (2020) deneme seyri ilgili yaptıkları simülasyon çalışmasında toplam seyir süresini kısaltmaya çalışarak iki farklı seyir programı oluşturmuşlardır. Toplam sürenin kısaltılması açısından olumlu sonuçlar elde etmişlerdir. Turan ve Asar (2020) çalışmalarında PERT yöntemi kullanarak tankerın tamir ve bakım sürecini analiz etmişlerdir. Akan ve Bayar (2021) gemi inşaatında proje



yönetimi için Type-2 bulanık kümeler PERT yöntemi önermişler ve bunu elektrikli bir yatın üretim çizelgesine uygulayarak başarılı sonuçlar elde etmişlerdir. Aktan (1995) yüksek lisans çalışmasında 26300 DWT ve 75000 DWT'lik gemiler için liman ve deniz tecrübelerini incelemiştir. Kaynak kısıtlarını ele almadan gemilerin liman ve seyir testlerinin neler olduğunu açıklamış ve bunlarla ilgili tecrübî olarak bir işlem sırası ortaya koymuştur. Ayrıca ihtiyaç durumunda bu sıralamanın değiştirilebileceğini belirtmiştir. Fulser (2012) yüksek lisans çalışmasında askeri ve sivil gemi inşaatında test ve kabul süreçlerini incelemiştir. Bu faaliyetler ile ilgili bazı optimizasyon önerilerinde bulunmuştur. Test ve tecrübeler hakkında bir diğer yüksek lisans tezi Aslıyüksek (2013) tarafından hazırlanmıştır. Çalışmada bu faaliyetlerin yönetsel süreçlerine değinmiştir. Ayrıca yapılacak testlerde personel arasındaki iletişimin önemi vurgulanmıştır.

Bu çalışmada daha önce yapılan kimyasal tanker deneme seyirleri incelenerek deneme seyrinin daha efektif ve sorunsuz olarak tamamlanmasını sağlamak üzere çizelgeleme işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla öncelikle deneme seyri bir proje olarak ele alınmış ve bu projede gerçekleştirilecek aktiviteler (testler) ve bu aktivitelerde kullanılan kaynaklar belirlenmiştir. Burada kaynak olarak klas sörveyörleri, armatör temsilcileri, üretim ve kalite departmanlarından mühendis ve formenler, güverteci ve makineci işçiler, servis mühendisleri tanımlanmıştır. Deneme seyrine ayrıca iş güvenliği uzmanları da iştirak etmektedir. Ancak bunlar seyir süreci üzerinde herhangi bir kısıt oluşturmadıklarından çizelgeleme sürecinde ele alınmamışlardır. Daha sonra her bir test için öncül ve ardıl yapılabilme durumları ve testlerin birbirleri ile olan ilişkileri incelenmiştir. Ayrıca aynı süre içinde yani eş zamanlı olarak yapılabilecek ve birbirini etkilemeyecek testler belirlenmeye çalışılmıştır. Daha sonra kaynak kapasitesi göz önünde bulundurularak uygun bir deneme seyri çizelgesi oluşturulmuştur.

## 2. Deneme Seyri

Deneme seyri, tersane ve liman kabul testleri başarı ile tamamlanmış olan geminin armatöre teslim edilmeden önce denemesi amacıyla gerçekleştirilir. Deneme seyri boyunca uygulanacak olan test ve tecrübeler gemi tipine göre değişebilir. Bu çalışmada irdelenen deneme seyri, açıkta bekleyen geminin draftlarının ölçülmesi ve tüm personelin gemiye çıkmasının ardından başlangıç toplantısı ile başlamaktadır. Bu sırada ilgili personel ile cayro pusula ve ana makine ayarları ile navigasyon ekipman testlerinin yapılması planlanmıştır. MDO'dan (marine diesel oil) HFO'ya (heavy fuel oil) geçiş işleminin yapılmasından önce ana makine ayarları öncül işlem olarak belirlenmiştir. HFO'ya geçiş sonrası geminin yeterli derinlik için açılması ve sonrasında sancak ve iskele baş itici (bow-thruster) testlerinin yapılması öngörülmüştür. Sancak ve iskele demir ve ırgat testlerinin baş itici testlerinden sonra yapılması planlanmıştır. Kazan kontrolleri (boiler controls) ve alarm testleri başlangıç toplantısı tamamlandıktan sonra gerçekleştirilebilir. Ayrıca yakıt hazırlama (booster) modül testi ve alarm kontrolleri için HFO'ya geçiş öncülü yeterli görülmüştür. Bunun yanı sıra seperatör testleri için ise kazan kontrolleri ve başlangıç toplantısı öncül aktiviteler olmuştur.

Ana makine dayanıklılık (main engine endurance) testinin başlaması için çapa ve ırgat testleri öncül kabul edilmiştir. Ayrıca uzun bir test olan ana makine dayanıklılık testi sırasında ses ölçüm (noise measurement) ve tatlı su jeneratörü (freshwater generator) testlerinin de yapılabileceği belirtilmiştir. Otomatik yavaşlama/makine durdurma (Automatic slow down/shut down) testinin yapılabilmesi için dayanıklılık testi öncül olarak kabul edilmiştir. Bundan sonra dümen (steering gear) testleri, 10° ve 20° zig-zag manevra testleri, hız, durma, tornistan (astern trial), dönme dairesi (turning circle) ve çarpışma durma (crash stop) testlerinin birbirlerini takip ederek yapılması planlanmıştır. Otomasyon (AUT-UMS (Automated machinery system-Unattended machinery space)) testinin yapılmasının öncülü çarpışma durma testi olarak belirlenmiştir. Ayrıca otomasyon testi sırasında duman algılama testinin de yapılması düşünülmüştür. Bunun ardından alternatif sevk sistemi (AVM-APS (Availability of machinery-

Alternative propulsion system)) testi gelmektedir. Ancak AVM-APS testinde geminin sevki shaft jeneratörü ile yapılacağından öncelikle shaft jeneratörü kontrollerinin yapılması gerekmektedir. Karartma (black out) testinin öncülü ise AVM-APS testi olarak belirlenmiştir. Bütün testlerin tamamlanması sonrasında yapılan toplantı ile geminin tersaneye dönüş süreci de başlamış olur.

### 3. PERT Analizi

Uzun soluklu projeler karmaşık süreçler içermektedir. Bu süreçleri yönetmek, özellikle gemi inşaatı alanında, oldukça meşakkatli olduğundan proje yönetimi konusunda programlar ve teknikler kullanmak kaçınılmaz olmaktadır. Örneğin bu tekniklerden birisi kritik yol metodudur (CPM). CPM’de faaliyet sürelerinin deterministik olduğu varsayılmaktadır. Gerçek hayatta aktivite süreleri genellikle deterministik değildir ancak eğer bir aktivite daha önceden tamamlanmışsa ve tekdüze bir faaliyet ise deterministik olarak kabul edilebilir. Kritik zincir metodu kısıtlar teorisi temeline dayanan bir proje yönetim tekniği olarak ortaya çıkmıştır. Bu teknikte proses üzerindeki darboğazların tespit edilerek bunların yok edilmesi ve aktivite sürelerindeki bollukların yerine projenin tümü için bir tampon süre belirlenmesi ve bunun proje boyunca izlenmesi esastır. Bu uygulama kapsamında kullanılan PERT tekniği de yapılacak olan faaliyetlerin sürelerinin olasılıklı olduğu durumlarda, projenin tamamlanması için gerekli sürenin ön görülmesinde yardımcı olabilmektedir. PERT, İngilizcedeki “Program Evaluation and Review Technique” ifadesinin kısaltması olarak karşımıza çıkmaktadır ve Türkçede “Program Değerlendirme ve Gözden Geçirme Tekniği” olarak da geçmektedir. PERT ile CPM benzer ağ yapısını kullanmakla beraber temel farkın faaliyet sürelerinin ele alınmasında ortaya çıktığı ifade edilebilir. Bu çalışmada stokastik faaliyet sürelerinden oluşan bir projenin planını elde etmek amaçlandığı için PERT kullanılmıştır.

#### 3.1. Ağ Diyagramı İçin Gerekli Verilerin Elde Edilmesi

Bilindiği üzere PERT analizinde iyimser süre (optimistic time), muhtemel süre (most likely time) ve kötümser süre (pessimistic time) olmak üzere üç adet süre parametresi kullanılmaktadır. Bu süreler tecrübî olarak veya geçmiş verilerin işlenmesi ile belirlenebilir. Öte yandan PERT analizinde aktivite sürelerinin beklenen değeri ve standart sapmasını hesaplamak için Denklem 1 kullanılmaktadır (Nicolas and Styen, 2008).

$$sb = \frac{i+4m+k}{6}, \quad \sigma = \frac{k-i}{6} \quad (1)$$

Burada  $sb$  aktivite süresinin beklenen değerini,  $\sigma$  ise standart sapmasını temsil etmektedir. Ayrıca  $i$ ,  $m$  ve  $k$  ise sırasıyla iyimser, muhtemel ve kötümser süre anlamına gelmektedir.

Bu çalışmada deneme seyri bir proje olarak ele alınmış ve ilgili aktiviteler öncüllük ardılık ilişkileri ve kaynak kısıtları dikkate alınarak bir program dâhilinde sıralanmışlardır. Buna göre deneme seyrinde gerçekleştirilen aktiviteler Tablo 1’de verilmiştir. Burada görülen beklenen süre ve standart sapma değerleri Denklem 1’e göre hesaplanmıştır.

Bilindiği üzere aktivitelerin birbirleriyle olan ilişkileri dört şekilde ifade edilmektedir:

- “Tamamlanınca-Başla” (Finish-to-Start / FS): Öncül aktivite bittiği zaman ardıl aktivite başlar.
- “Tamamlanınca-Tamamla” (Finish-to-Finish / FF): Öncül aktivite tamamlandığında ardıl aktivite de tamamlanır.

- “Başlayınca-Başla” (Start-to-Start / SS): Öncül aktivite başladığı zaman ardıl aktivite de başlar.
- “Başlayınca-Tamamla” (Start-to-Finish / SF): Bir aktivite başladığında diğer aktivite tamamlanır.

Tablo 1’de 2 numaralı aktivitenin öncül sütununda bulunan “1FF-15 dak” ifadesi 1 numaralı aktivitenin tamamlanmasından 15 dakika önce 2 numaralı aktivitenin tamamlanacağını göstermektedir. Öncül sütunundaki FS, FF, SS veya SF ifadelerinden biri bulunmayan ilişkiler için FS ilişkisi geçerlidir.

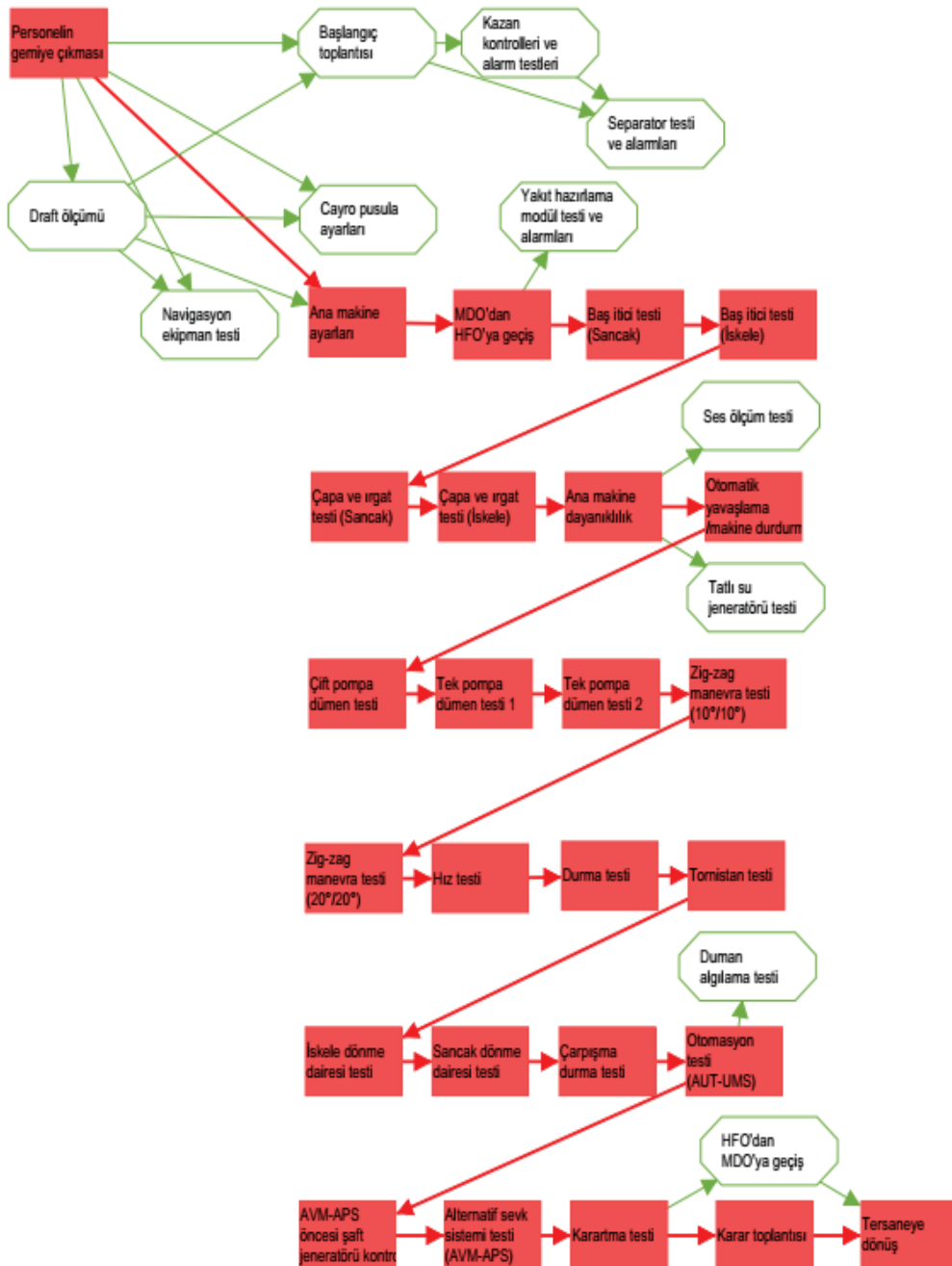
**Tablo 1.** Deneme seyri aktivitelerinin süre ve öncül-ardıl ilişki bilgileri

<i>j</i>	Aktivite	Öncül	İyimsersüre	Muhtemel süre	Kötümser süre	Beklenen süre	Varyans
1	Personelin gemiye çıkması	-	45 dak	60 dak	90 dak	62.5 dak	56.3 dak
2	Draft ölçümü	1FF-15 dak	15 dak	20 dak	30 dak	20.8 dak	6.3 dak
3	Başlangıç toplantısı	1;2	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
4	Cayro pusula ayarları	1;2	45 dak	60 dak	75 dak	60 dak	25 dak
5	Ana makine ayarları	1;2	45 dak	60 dak	90 dak	62.5 dak	56.3 dak
6	Navigasyon ekipman testi	1;2	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
7	MDO’dan HFO’ya geçiş	5	15 dak	20 dak	30 dak	20.8 dak	6.3 dak
8	Baş itici testi (Sancak)	7	30 dak	45 dak	60 dak	45 dak	25 dak
9	Kazan kontrolleri ve alarm testleri	3	20 dak	30 dak	40 dak	30 dak	11.1 dak
10	Baş itici testi (İskele)	8	20 dak	30 dak	40 dak	30 dak	11.1 dak
11	Yakıt hazırlama modül testi ve alarmları	7	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
12	Çapa ve ırgat testi (Sancak)	10	20 dak	30 dak	40 dak	30 dak	11.1 dak
13	Separatör testi ve alarmları	3;9	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
14	Çapa ve ırgat testi (İskele)	12	20 dak	30 dak	40 dak	30 dak	11.1 dak
15	Ses ölçüm testi	16SS	45 dak	60 dak	90 dak	62.5 dak	56.3 dak
16	Ana makine dayanıklılık testi	14	240 dak	270 dak	300 dak	270 dak	100 dak
17	Tatlı su jeneratörü testi	16SS	30 dak	45 dak	60 dak	45 dak	25 dak
18	Otomatik yavaşlama/makine durdurma testi	16	30 dak	45 dak	60 dak	45 dak	25 dak
19	Çift pompa dümen testi	18	10 dak	15 dak	20 dak	15 dak	2.8 dak
20	Tek pompa dümen testi 1	19	10 dak	15 dak	25 dak	15.8 dak	6.3 dak
21	Tek pompa dümen testi 2	20	10 dak	15 dak	25 dak	15.8 dak	6.3 dak
22	Zig-zag manevra testi (10°/10°)	21	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
23	Zig-zag manevra testi (20°/20°)	22	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
24	Hız testi	23	30 dak	45 dak	60 dak	45 dak	25 dak
25	Durma testi	24	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
26	Tornistan testi	25	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
27	İskele dönme dairesi testi	26	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
28	Sancak dönme dairesi testi	27	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
29	Çarpışma durma testi	28	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
30	Otomasyon testi (AUT-UMS)	29	360 dak	400 dak	460 dak	403.3 dak	277.8 dak
31	Duman algılama testi	30SS	45 dak	60 dak	75 dak	60 dak	25 dak
32	AVM-APS öncesi shaft jeneratörü kontrolü	30	15 dak	20 dak	30 dak	20.8 dak	6.3 dak
33	Alternatif sevk sistemi testi (AVM-APS)	32	60 dak	75 dak	90 dak	75 dak	25 dak
34	Karartma testi	33	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
35	Karar toplantısı	34	20 dak	30 dak	45 dak	30.8 dak	17.4 dak
36	HFO’dan MDO’ya geçiş	34	15 dak	20 dak	30 dak	20.8 dak	6.3 dak
37	Tersaneye dönüş	35;36	45 dak	60 dak	90 dak	62.5 dak	56.3 dak

### 3.2. Ağ Diyagramının Oluşturulması

Deneme seyrinin tamamlanma süresinin beklenen değeri ve standart sapmasını belirleyebilmek için kritik yolun tespit edilmesi gerekmektedir. Bilindiği üzere bolluk süresi sıfır olan aktivite silsilesi kritik yolu göstermektedir. Şekil 1’de deneme seyrinin ağ diyagramı verilmiştir. Burada görülen kırmızı renkli aktiviteler kritik yolu göstermektedir.

Deneme seyrinin tamamlanma süresinin beklenen değerini bulmak için kritik yol üzerinde bulunan aktivitelerin Denklem 1 vasıtasıyla hesaplanan beklenen değerlerinin toplamı alınır. Benzer şekilde deneme seyrinin tamamlanma süresinin standart sapmasını hesaplamak için de kritik yol üzerinde bulunan aktivitelerin Denklem 1 vasıtasıyla hesaplanan standart sapma değerlerinin toplamı alınır. Buna göre deneme seyrinin tamamlanma süresinin beklenen değeri 1526.2 dakika, standart sapması ise 29.4 dakika olarak belirlenmiştir.



Şekil 1. Deneme seyri ağ diyagramı

## 4. Çıktıların İncelenmesi

### 4.1. Seyir Süresi Olasılıklarının Belirlenmesi

PERT analizinde projenin tamamlanma süresi normal dağılım ile ifade edilir. Bu sayede hedeflenen bir tamamlanma süresinin olasılığı tespit edilebilmektedir (Nicolas and Styen, 2008). Bu amaçla öncelikle hedeflenen tamamlanma süresi standart normal değişkene çevrilir daha sonra z-tablosu yardımıyla ilgili olasılık değeri hesaplanır (Denklem 2).

$$z = \frac{Sh - Sb}{\sigma} \quad (2)$$

Burada z standart normal değişkeni, Sh tüm deneme seyri için hedeflenen tamamlanma süresini, Sb tüm deneme seyri için tamamlanma süresinin beklenen değerini,  $\sigma$  ise tüm deneme seyri için standart sapmayı simgelemektedir. Tablo 2’de farklı tamamlanma sürelerinin bu şekilde hesaplanan olasılıkları verilmiştir. Burada 1440 dakika 24 saate yani tam bir güne denk gelmektedir. Buna göre bu çalışmada kullanılan bilgiler ışığında deneme seyrinin 1440 dakika veya daha az bir sürede yani en fazla bir günde bitme olasılığı oldukça düşük çıkmaktadır (%0.2). Bir önceki bölümde hesaplanan beklenen değer 1526.2 dakika olduğundan bu değere yaklaştıkça olasılık değeri de %50’ye doğru yaklaşmaktadır. Dolayısıyla deneme seyrinin 1470 dakika veya daha kısa bir sürede bitme olasılığı %3; en fazla 1500 dakikada bitme olasılığı %19 olarak hesaplanmıştır. Bundan sonra verilen değerler beklenen değerden yüksek olduğu için olasılık değeri buna paralel olarak %50’nin üzerindedir ve tedricen artmaya devam etmektedir. Bu bağlamda deneme seyrinin 1530 dakika veya daha kısa bir sürede bitme olasılığı %55, en fazla 1560 dakika sürme olasılığı %87, 1590 dakikadan daha az sürme olasılığı ise %98 olarak tespit edilmiştir.

**Tablo 2.** Deneme seyrinin farklı tamamlanma süreleri için olasılık değerleri

Hedeflenen tamamlanma süresi (dakika)	z değeri	İhtimal
1440	-2.93	0.2%
1470	-1.91	3%
1500	-0.89	19%
1530	0.13	55%
1560	1.15	87%
1590	2.17	98%

### 4.2. Kaynak Bazlı İş Analizleri

Kaynak kullanımına bakıldığında kaynak kısıtından dolayı sadece “Separatör testi ve alarmları” aktivitesinin bir miktar ötelendiği görülmektedir. Normalde bu aktivite “Başlangıç toplantısı”ndan sonra başlayabilir ancak “Armatör temsilcisi\_Mak” kaynağı yetmediğinden dolayı öncül olarak aynı kaynağı kullanan “Kazan kontrolleri ve alarm testleri” de eklenmiştir. “Separatör testi ve alarmları” aktivitesi kritik yol üzerinde bulunmadığından dolayı bu öteleme toplam seyir süresi üzerine bir etki yapmamıştır.

Deneme seyrinde kullanılan kaynaklarla alakalı bazı özet bilgiler Tablo 3’te verilmiştir. Kaynak kodu ilgili kaynağı kısaca belirten bir simgedir. Kaynak adedi ilgili kaynaktan deneme seyrine kaç adet katıldığını göstermektedir.  $sb_j$ ,  $j$  aktivitesinin tamamlanma süresinin beklenen değeri;  $I$ , toplam kaynak sayısı;  $J$ , toplam aktivite sayısı;  $k_{i,j}$  ise  $i$  kaynağından  $j$  aktivitesinde kullanılan adedi göstermek üzere  $i$  kaynağına düşen toplam iş miktarı ( $W_i$ ) Denklem 3 ile hesaplanır.

$$W_i = \sum_{j=1}^J (sb_j k_{i,j}), i = 1, 2, \dots, I \quad (3)$$

**Tablo 3.** Deneme seyirinde kullanılan kaynak bilgileri

<i>i</i>	Kaynak adı	Kaynak kodu	Kaynak adedi (Adam)	Kaynağa düşen iş miktarı ( $W_i$ ) (AdamDakika)	Birim kaynak başına iş miktarı (Dakika)	Birim kaynak kullanım oranı
1	Klas sömreyörü	KS	2	1672	836	55%
2	Armatör temsilcisi_Güv	ATG	2	1504	752	49%
3	Armatör temsilcisi_Mak	ATM	2	1475	738	48%
4	İşçi_Güv	İG	10	1921	192	13%
5	İşçi_Mak	İM	10	2472	247	16%
6	Üretimci	Ü	5	2446	489	32%
7	Kaliteci	K	3	1784	595	39%
8	Servisçi_AnaMak	SAM	1	62	62	4%
9	Servisçi_Cayro	SC	1	60	60	4%
10	Servisçi_Kazan	SK	1	30	30	2%
11	Servisçi_Ses	SS	1	62	62	4%
12	Servisçi_TatlıSu	STS	1	45	45	3%
13	Servisçi_ŞaftJen	SŞJ	1	96	96	6%
<b>Toplam</b>			40	13629	-	-

Kaynağa düşen iş miktarına göre kaynaklar incelendiğinde işi en fazla olan kaynak türü “İşçi\_Mak”, işi en az olan kaynak türü ise “Armatör temsilcisi\_Mak” olarak belirlenmiştir. En yüksek birim kaynak kullanım oranı “Klas sömreyörü” kaynağında iken en düşük oran ise “İşçi\_Güv” kaynağındadır.

Birim kaynak kullanım oranı, birim kaynak başına düşen iş miktarının deneme seyri süresine bölünmesi ile hesaplanmıştır. Farklı ekipmanların servis personelleri kendileri ile alakalı testin tamamlanmasının ardından genellikle seyirden ayrılırlar, bu bakımdan bunların birim kullanım oranları oldukça düşük çıkmaktadır. Burada servis personelinden ziyade asıl odaklanılması gereken kaynaklar seyir boyunca gemide bulunanlardır. Örneğin “Klas sömreyörü” deneme seyrine genelde 2 kişi olarak katılmaktadır. Bunların seyir süresince birçok teste iştirak etmeleri gerektiğinden birim kaynak başına iş miktarı ve birim kaynak kullanım oranı en yüksek değeri almıştır. Bunun yanı sıra “İşçi\_Mak” ve “İşçi\_Güv” kaynakları için ise kaynağa düşen iş miktarları ( $W_i$ ) en yüksek değerler olmuştur. Ancak seyre katılan kişi sayıları daha yüksek olduğundan birim kaynak başına iş miktarı ve birim kaynak kullanım oranı daha düşük çıkmıştır. İşçilerin seyre katılım sayıları dikkate alınırken çalışma süreleri ve acil durumda gerekli müdahalenin yapılabilmesi gibi şartlar da dikkate alınmıştır.

#### 4.3. Aktivite Bazlı İş Analizleri

Deneme seyirinde gerçekleştirilen aktivitelerin sahip olduğu iş miktarları bu bölümde incelenmiştir.  $j$  aktivitesinin toplam iş miktarı ( $W_j$ ) Denklem 4 ile hesaplanır.

$$W_j = sb_j \sum_{i=1}^I (k_{i,j}), j = 1, 2, \dots, J \quad (4)$$

Tablo 4’te bu şekilde hesaplanan  $W_j$  değerleri ve her bir aktivitede kullanılan kaynak adedi görülmektedir. Buradaki “Kaynaklar sütununda” her bir aktivitede hangi kaynağın kullanıldığı kaynak kodları vasıtasıyla verilmiştir. Bu sütunda kaynak kodu yanında parantez içinde verilen değer o



kaynaktan kaç adet bulunduğunu göstermektedir. Yanında hiçbir sayı bulunmayan kaynaklardan bir tane kullanıldığı anlaşılmalıdır. Örneğin üçüncü aktivitede (Başlangıç toplantısı) ATG, ATM, K ve KS kaynaklarında bir adet, Ü kaynağından ise 2 adet kullanılmıştır.

**Tablo 4.** Aktivite bazında iş ve kaynak miktarları.

<i>j</i>	Aktivite	İş ( $W_j$ ) (AdamDakika)	Kaynak adedi (Adam)	Kaynaklar
1	Personelin gemiye çıkması	-	-	-
2	Draft ölçümü	63	3	ATG;KS;K
3	Başlangıç toplantısı	186	6	ATG;ATM;K;KS;Ü(2)
4	Cayro pusula ayarları	180	3	SC;İG;K
5	Ana makine ayarları	248	4	SAM;ATM;Ü;İM
6	Navigasyon ekipman testi	124	4	İG;ATG;K;KS
7	MDO'dan HFO'ya geçiş	42	2	İM;Ü
8	Baş itici testi (Sancak)	180	4	Ü;ATG;KS;K
9	Kazan kontrolleri ve alarm testleri	150	5	ATM;KS;Ü;K;SK
10	Baş itici testi (İskele)	120	4	ATG;K;KS;Ü
11	Yakıt hazırlama modül testi ve alarmları	155	5	KS;ATM;Ü;İM;K
12	Çapa ve ırgat testi (Sancak)	330	11	ATG(2);İG(3);K(2);KS(2);Ü(2)
13	Separatör testi ve alarmları	124	4	Ü;ATM;K;İM
14	Çapa ve ırgat testi (İskele)	330	11	ATG(2);İG(3);K(2);KS(2);Ü(2)
15	Ses ölçüm testi	310	5	SS;ATG;KS;K;Ü
16	Ana makine dayanıklılık testi	2430	9	ATG;ATM;K;KS;Ü(2);İG(2);İM(3)
17	Tatlı su jeneratörü testi	225	5	STS;ATM;İM;Ü(2)
18	Otomatik yavaşlama /makine durdurma testi	270	6	ATM;ATG;İM(2);K;KS
19	Çift pompa dümen testi	120	8	ATG;ATM;İM(2);K(2);KS(2)
20	Tek pompa dümen testi 1	128	8	ATG;ATM;İM(2);K(2);KS(2)
21	Tek pompa dümen testi 2	128	8	ATG;ATM;İM(2);K(2);KS(2)
22	Zig-zag manevra testi (10°/10°)	186	6	ATG;K;KS;Ü(2);ATM
23	Zig-zag manevra testi (20°/20°)	186	6	ATG;K;KS;Ü(2);ATM
24	Hız testi	270	6	ATG;K;KS;Ü(2);ATM
25	Durma testi	186	6	ATG;K;KS;Ü(2);ATM
26	Tornistan testi	186	6	ATG;K;KS;Ü(2);ATM
27	İskele dönme dairesi testi	186	6	ATG;K;KS;Ü(2);ATM
28	Sancak dönme dairesi testi	186	6	ATG;K;KS;Ü(2);ATM
29	Çarpışma durma testi	341	11	ATG;K;KS;Ü(2);ATM;İM(3);İG(2)
30	Otomasyon testi (AUT-UMS)	4030	10	ATG;ATM;İG(2);İM(2);K;KS;Ü(2)
31	Duman algılama testi	540	9	ATM;İM(3);İG(3);K;KS
32	AVM-APS öncesi şaft jeneratörü kontrolü	126	6	SŞJ;Ü(2);ATM;K;İM
33	Alternatif sevk sistemi testi (AVM-APS)	825	11	ATG;ATM;İM(5);K;KS;SŞJ;Ü(2)
34	Karartma testi	310	10	ATG;ATM;İG(2);İM(2);K;KS;Ü(2)
35	Karar toplantısı	186	6	ATG;ATM;K;KS;Ü(2)
36	HFO'dan MDO'ya geçiş	42	2	İM;Ü
37	Tersaneye dönüş	-	-	-
	<b>Toplam</b>	13629	-	-

Toplam iş miktarına bakılacak olursa Tablo 2'de hesaplanan toplam iş miktarı ile aynı olduğu görülmektedir ki zaten bu şekilde olması gerekir. En fazla işin "Otomasyon testi (AUT-UMS)"

aktivitesinde olduğu görülmektedir. Bu aktivitenin hem süresi uzun hem de kullanılan kaynak miktarı fazla olduğundan sonucun bu şekilde çıkması normaldir. En az iş ise birbirinin tersi olan “MDO’dan HFO’ya geçiş” ve “HFO’dan MDO’ya geçiş” aktivitelerinde hesaplanmıştır. Öte yandan en fazla kaynak adedi kullanılan aktivitelere bakıldığında bunların “Çapa ve ırgat testi (Sancak)”, “Çapa ve ırgat testi (İskele)”, “Çarpışma durma testi” ve “Alternatif sevk sistemi testi (AVM-APS)” olduğu görülmektedir. Diğer taraftan en az kaynak adedi kullanan aktiviteler ise “MDO’dan HFO’ya geçiş” ve “HFO’dan MDO’ya geçiş” olarak belirlenmiştir. Tablo 4’ te görüldüğü üzere ilk ve son aktiviteler sırasıyla gemiye gidiş ve gemiden dönüş olduğu için bunlara herhangi bir kaynak ataması yapılmamış ve dolayısıyla bu aktiviteler için iş hesaplanmamıştır.

## 5. Sonuçlar

Deneme seyri bir geminin armatöre teslim edilmeden önceki son testlerinden oluşmaktadır. Ayrıca bu seyir kesintisiz olarak çoğu zaman bir günden fazla sürdüğü için stresin yoğun olarak yaşandığı bir üretim aşaması olarak düşünülebilir. Bu sürecin daha kolay gerçekleştirilebilmesi için önceden planlamasının yapılması gerektiği değerlendirilmektedir. Bu çalışmada bir geminin deneme seyri sırasında yapılacak olan testler için bir planlama oluşturulmuştur. Bu alanda PERT analizinin yapılması ile literatüre katkı yapmaktadır. Gerçek bir deneme seyrinden elde edilen bilgiler yardımı ile bir aktivite listesi elde edilmiş ve bu listedeki testlerin tamamı bir proje olarak kabul edilmiştir. Deneme seyri sürecince aktivite sürelerini kesin bir şekilde belirlenmesi zor olduğundan aktivite süreleri yaklaşık olarak belirlenmiştir. PERT analizinde stokastik bir model bulunması sayesinde aktivite sürelerindeki belirsizlik çalışmaya yansıtılmıştır. Ayrıca burada ele alınan deneme seyrinin bir kimyasal tanker gemisine ait olduğu unutulmamalıdır. Bu projede hangi testin kimler tarafından yapılacağı belirlenmiş ve testlere kaynak ataması yapılmıştır. Bunun yanı sıra testlerin hangi sıra ile yapılacağı ve aynı zaman dilimi içerisinde birbirlerini etkilemeden yapılabilecek testler belirlenmiştir. Elde edilen ağ diyagramı yardımı ile kritik yol tespiti yapılmıştır. Bu sayede 37 madde halinde listelenen aktivitelerden 26 tanesinin kritik aktivite olduğu görülmüştür. Ayrıca PERT uygulaması ile bütün aktivite sürelerinin beklenen değeri ve standart sapması hesaplanmıştır. Kritik yol üzerinde bulunan 26 aktivite projenin toplam süresini vermektedir. Bu aktivite sürelerinin beklenen değerleri toplandığında projenin tamamlanma süresinin beklenen değerinin 1526.2 dakika, standart sapmasının ise 29.4 dakika olduğu görülmüştür. Bunun yanı sıra farklı olasılık değerleri için z tablosu yardımı ile farklı seyir sürelerinin olasılıkları hesaplanmıştır. Burada, deneme seyrinin 1440 dakika ve daha kısa sürede bitme olasılığı %0.2 ile çok düşük, 1590 dakika ve daha kısa sürede bitme olasılığı %98 ile çok yüksek olarak belirlenmiştir.

Hazırlanan deneme seyri çizelgesinde kaynağa düşen iş miktarı, birim kaynak başına düşen iş miktarı ve birim kaynak kullanım oranı hesaplanmıştır. “İşçi\_Göv” ve “İşçi\_Mak” kaynaklarında kaynağa düşen iş miktarı yüksek çıkmasına rağmen birim kaynak kullanım oranının kişi sayısına bağlı olarak düşük olduğu görülmüştür. Bunun yanı sıra aktivite bazlı iş miktarları da hesaplanmış ve liste halinde gösterilmiştir. En fazla işin “Otomasyon testi (AUT-UMS)” aktivitesi için hesaplandığı, en az işin ise “MDO’dan HFO’ya geçiş” ve “HFO’dan MDO’ya geçiş” aktivitelerinde olduğu görülmüştür. Daha sonra yapılacak olan çalışmalarda farklı tipte olan gemilere ait deneme seyir programları bu uygulama kapsamına alınabilir. Bunun yanı sıra daha karmaşık ve uzun soluklu testlerin yapıldığı savaş gemilerinin deneme seyir süreçleri benzer şekilde incelenerek belirli bir seyir programı elde edilmeye çalışılabilir.

## Referanslar

Abdel-latif, S., Abdel-geliel, M. ve Zakzouk, E.,E. (2013). Simulation of Ship Maneuvering Behavior Based on the Modular Mathematical Model, 21st Mediterranean Conference on Control & Automation, June, Crete, Greece, 94-99.

Akan, E. ve Bayar, S. (2021). "Interval type-2 fuzzy program evaluation and review technique for project management in shipbuilding", *Ships and Offshore Structures*, 1-19, <https://doi.org/10.1080/17445302.2021.1950350>

Aktan, N. (1995). Gemilerin Liman ve Deniz Tecrübelerinin Planlanması, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Aslıyüksek, M. (2013). Türkiye Özel Sektör Tersanelerinde Askeri Gemi İnşa Projeleri Test ve Tecrübe Yönetimi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Doğan, ÜB. ve Helvacioğlu İH. (2017). "Customized project management methods and their applications in shipbuilding projects", *GİDB Dergi*. Vol 10, 3–20.

Fulser, G. (2012). Askeri ve Sivil Gemi İnşa Sürecinde Test ve Kabul Faaliyetlerinin Planlaması ve Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Genç, Y. ve Özkök, M. (2020), "Simulation-Based Optimization of the Sea Trial on Ships", *Journal of ETA Maritime Science*, Vol. 8(4), 274-285.

Goldratt, E., M., Cox, J. (1992). *The Goal: A Process of Ongoing Improvement*, Second Revised Edition, North River Press.

Hwang In H., Kim Y., Lee D. K., Shin J. G. (2014), "Automation of block assignment planning using a diagram-based scenario modeling method", *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, Vol. 6, 162-174.

IMO Circular MSC/Circ. (2002). Explanatory Notes to the Standards for Ship Maneuverability, International Maritime Organization, 1053.

Kafalı M., Özkök M. (2015), "Evaluation of shipyard selection criteria for shipowners using a fuzzy technique", *Journal of Marine Engineering & Technology*, Vol. 14(3), 146-158.

Kafalı M., Eren Ş., Helvacioğlu İ. H. and Ünsan Y. (2021). A study on sub work package determination methodology for shipyards, *Ships and Offshore Structures*, 1-11. doi: 10.1080/17445302.2021.1943848.

Lee J. M., Jeong Y-K., Woo J. H. (2018). Development of an Evaluation Framework of Production Planning for the Shipbuilding Industry. *International Journal of Computer Integrated Manufacturing*, Vol. 31(9), 831-847.

Nicholas, J.M. and Steyn, H. (2008). "Project management for business, engineering, and technology: Principles and practice", Elsevier, Canada, Ed 3.

Song, Y.J., Woo, J.H., & Shin, J.G. (2011). Research on systematization and advancement of shipbuilding production management for flexible and agile response for high value offshore platform. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 3(3), 181-192.

Turan, E. and Asar, R. 2020. "Ship repair and maintenance management: application of PERT analysis on a tanker vessel. *Journal of Ship Production and Design*. Vol. 36(3): 181–188.

Wang, H., Guo, Y., Liang, X., & Yi, H. (2019). A function-oriented quality control method for shipbuilding. *Ships and Offshore Structures*, 14(2), 220-228.

# Su Altı Araçlarının Manevra Karakteristiklerinin Değerlendirilmesi-II: Akışkan Sınırlarının Etkileri

Oğuzhan Kırıkbaş<sup>1</sup>, Ömer Kemal Kınacı<sup>2</sup>, Şakir Bal<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup> Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, TÜRKİYE

<sup>1</sup> (sorumlu yazar), [kirikbas17@itu.edu.tr](mailto:kirikbas17@itu.edu.tr), ORCID: 0000-0002-2504-8727

<sup>2</sup> [kinacio@itu.edu.tr](mailto:kinacio@itu.edu.tr), 0000-0002-2956-9562

<sup>3</sup> [sbal@itu.edu.tr](mailto:sbal@itu.edu.tr), 0000-0001-8688-8482

## ÖZET

Düşey düzlemde de hareket yeteneğine sahip olan su altı araçlarının manevra problemi aracın yörüngesini tanımlamak için tüm serbestlik derecelerinin matematiksel olarak dikkate alınmasını gerektiren zorlayıcı bir problemdir. Literatürde bu probleme çözüm getiren çalışmalar ağırlıklı olarak aracın derin dalmış durumunu dikkate alırlar. Bu çalışmalar problemin çözümünü kolaylaştıran sonsuz akışkan alanı varsayımına dayanırlar. Bunun yanında su altı araçlarının haberleşme, konum belirleme, solunum ve yanma havası ihtiyacını karşılama ve deniz tabanının sörveyi vb. gibi çeşitli operasyonel ihtiyaçlar sebebiyle akışkan sınırlarına yaklaşması kaçınılmaz bir zorunluluktur. Bu zorunluluk aracın manevra performansının sınır etkilerini de kapsayacak şekilde tahmin edilebilmesini gerektirir. Bu gereklilik ise problemin yapısının değişerek karmaşıklık seviyesinin artmasına ve dolayısıyla cevaplanması gereken yeni soruların ortaya çıkmasına sebep olur. Karşılıklı etkileşimler sebebiyle ortaya çıkan düzlem dışı kuvvetler, sevk parametreleri ile kontrol yüzeyleri üzerindeki etkiler ve tüm bu etkilerin manevra modelinde nasıl temsil edileceği gibi hususlar bu soruların en önemlilerindedir. Söz konusu soruların cevaplandırılabilmesi için öncelikle sınırların varlığı sebebiyle aracın manevra karakteristiklerinde gerçekleşen değişimlerin ayrı ayrı incelenip matematiksel olarak ifade edilmeleri gereklidir. Matematiksel olarak ifade edilen bu etkilerin manevra modelinde temsil edilmesi ise ikinci aşamayı oluşturur. Bu aşamada hidrodinamik katsayıların sınır akışlarını kontrol eden parametrelerin (Froude sayısı, derinlik, dip omurga mesafesi vb.) de bir fonksiyonu olacak şekilde mevcut manevra modellerinde kullanımı literatürde yaygın kabul gören yaklaşımdır. Hareket denklemleri sınır etkilerini de dikkate alacak şekilde yeni bir manevra modeli türetilmesi seçeneği ise halihazırda kavramsal düzeyde kalmış bir yöntemdir. Operasyonel ihtiyaçların su altı araçlarının artan oranda akışkan sınırlarına yakın kullanımını gerektirmesi son yıllarda bu alandaki akademik çalışmalara olan ihtiyacı artırmıştır. Bu durum sınır etkilerinin farklı yönlerinin ayrıntılı olarak incelenmesi için araştırmacıları motive ederek bu alanda hatırı sayılır seviyede bir literatürün oluşmasına sebep olmuştur. “Su altı araçlarının manevra karakteristiklerinin değerlendirilmesi” ana başlığının ikinci bölümünü oluşturan bu çalışma kapsamında; mevcut literatür yatay ve düşey düzlem serbestlik derecelerinde serbest su yüzeyinin varlığı sebebiyle meydana gelen değişiklikler ile bu iki düzlemin karşılıklı etkileşimleri, serbest su yüzeyinin takıntılar ile karşılıklı etkileşimi ve sevk sistemi üzerindeki etkileri ve deniz tabanının etkileri başlıkları altında sınıflandırılmıştır. Bunun yanında bu etkilerin manevra modellerinde temsil edilebilmesi için gösterilen gayretlere ve sınırların varlığının problemin sayısal ve deneysel analizine getirdiği ilave zorluklara da yer verilmiştir. Böylece konu hakkında genel bir değerlendirme yapılması ve literatürde eksik kalan potansiyel araştırma alanlarının belirlenmesi hedeflenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Su altı aracı, denizaltı, serbest su yüzeyi, deniz tabanı, manevra modeli, hidrodinamik katsayı, manevra türevi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, dinamik stabilite, takıntı, sevk

**Makale geçmişi:** Geliş 18/08/2021 – Kabul 08/12/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.983658>

# Assessment of the Maneuvering Characteristics of Underwater Vehicles-II: Effects of Fluid Boundaries

Oğuzhan Kırıkbaş<sup>1</sup>, Ömer Kemal Kınacı<sup>2</sup>, Şakir Bal<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup> Naval Architecture and Marine Engineering Department, İstanbul Technical University, İstanbul, TÜRKİYE

<sup>1</sup> (corresponding author), [kirikbas17@itu.edu.tr](mailto:kirikbas17@itu.edu.tr), ORCID: 0000-0002-2504-8727

<sup>2</sup> [kinacio@itu.edu.tr](mailto:kinacio@itu.edu.tr), 0000-0002-2956-9562

<sup>3</sup> [sbal@itu.edu.tr](mailto:sbal@itu.edu.tr), 0000-0001-8688-8482

## ABSTRACT

Having the motion ability also in the vertical plane, the maneuvering problem of underwater vehicles is a challenging subject that requires mathematical consideration of all degrees of freedom to define the trajectory of the vehicle. Studies in the literature, which address this problem, are mainly focused on the deeply submerged condition of the vehicle. These studies are based on the assumption of infinite fluid field that simplifies the problem. Due to the operational requirements such as communication, positioning, meeting the need for breathing and combustion air, and the survey of the seabed etc. it is inevitable for underwater vehicles to approach fluid boundaries. As a result prediction of vehicle's maneuvering performance under the boundary effects is crucial. This requirement causing further increase in the level of complexity and arise new questions. Issues such as out-of-plane forces resulting from interference effects, effects on propulsion parameters and control surfaces and how all these effects will be represented in the maneuvering model are the most important ones. In order to address all these questions alterations in the maneuvering characteristics of the vehicle due to the presence of boundaries must be examined separately and expressed mathematically. The representation of these mathematically expressed effects in the maneuvering model forms the second phase. In this phase; the use of hydrodynamic coefficients which are functions of governing parameters of boundary flows (Froude number, depth, keel-seabed distance, etc.) in the existing maneuvering models is the widely accepted approach in the literature. The option of deriving a new set of motion equations which takes boundary effects into account is currently in the conceptual stage. Extensive use of underwater vehicles in the proximity of fluid boundaries due to the operational requirements has increased the need for academic studies in this field in recent years. This situation motivates the scholars to investigate the different aspects of the above mentioned topic and led to the gathering of a considerable amount of literature. The scope of this study -which constitutes the second part of the main topic of "assessment of the maneuvering characteristics of underwater vehicles"- is to classify the current literature. The topics to be covered are; changes in the horizontal and vertical planes due to the presence of the free surface and the interactions in between, the interactions between the free surface and appendages, free surface and propulsion system and the effects of the seabed. The efforts regarding the representation of all these effects in the maneuvering models are also discussed. Furthermore, additional difficulties brought by the existence of fluid boundaries in to the numerical and experimental analysis of the problem are mentioned. Thus, it is aimed to provide a general assessment of the subject and identify potential research areas that are not addressed in the literature yet.

**Keywords:** Underwater vehicle, submarine, free surface, sea bottom, maneuvering model, hydrodynamic coefficient, maneuvering coefficient, computational fluid dynamics, dynamic stability, appendage, propulsion.

**Article history:** Received 18/08/2021 – Accepted 08/12/2021



## Terminoloji

ALE	Arbitrary Eulerian-Lagrangian	J	İlerleme katsayısı
AFF	Anechoic Flow Facility	K	Yalpa momenti
DARPA	Defence Advanced Research Project Agency	$K_T$	İtme katsayısı
DES	Detached Eddy Simulation	$K_Q$	Tork katsayısı
DHM	Düzlemsel Hareket Mekanizması	L	Su altı aracının boyu
GPS	Global Positioning System	$I_r$	"r" açısal hızı nedeniyle oluşan N momentinin moment kolu
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	$I_v$	"v" çizgisel hızı nedeniyle oluşan N momentinin moment kolu
ITTC	International Towing Tank Conference	m	Su altı aracının hidrodinamik kütlesi
LES	Large Eddy Simulation	M	Yunuslama momenti
MLD	Manoeuvring Limitation Diagram	$M_*$	Derinliğe bağlı yunuslama momenti
OEX	Ocean Explorer	N	Savrulma momenti
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes	$N'_v$	Savrulma momentinin yan öteleme hızına bağlı değişimi
RSM	Reynolds Stress Model	$N'_r$	Savrulma momentinin savrulma açısal hızına bağlı değişimi
SHT	Serbest Hareketli Test	p	Dinamik Basınç
SST	Shear Stress Transport	r	Bağlı eksen takımında açısal savrulma hızı
VOF	Volume of Fluid	t	İtme azalması katsayısı, Zaman
$\alpha$	Hücum açısı	u	Bağlı eksen takımında ileri ötelenme hızı
$\beta$	Sürüklenme açısı	U, V	Hız
$\rho$	Yoğunluk	v	Bağlı eksen takımında yanal ötelenme hızı
$\lambda$	Dalga boyu	w	İz katsayısı
B	Su altı aracının kalıp genişliği	$W_a$	Model genişliği
c	Dip-omurga mesafesi	$W_c$	Çekme tankı genişliği
d	Dalma derinliği	$x/L$	Su altı aracı üzerinde boyuna konum
$d_{shaft}$	Pervane şaft merkezinin derinliği	$x_G$	Ağırlık merkezinin boyuna konumu
D	Su altı aracının çapı	X	İlerleme yönünde kuvvet
$D^*$	Boyutsuz dalma derinliği	$X_*$	Derinliğe bağlı ileri öteleme kuvveti
$D_{Prop}$	Pervane çapı	Y	Yanal öteleme kuvveti
$D_R^*$	Dümenler için boyutsuz dalma derinliği	$Y'_r$	Yan öteleme kuvvetinin savrulma açısal hızına bağlı değişimi
$D_s^*$	Şaft merkezinin boyutsuz dalma derinliği	$Y'_v$	Yan öteleme kuvvetinin yan öteleme hızına bağlı değişimi
e	Boyutsuz deniz tabanı mesafesi	Z	Dalıp-çıkma kuvveti
Fr	Froude Sayısı	$Z_*$	Derinliğe bağlı dalıp-çıkma kuvveti
F	Serbest su yüzeyi deformasyonları	$\Delta X_*$	İleri öteleme sapma kuvveti
g	Yer çekimi ivmesi	$\Delta Z_*$	Dalıp-çıkma sapma kuvveti
$G_h$	Yatay düzlem dinamik stabilite indeksi	$\Delta M_*$	Yunuslama sapma momenti
$h_{kritik}$	Kritik dalma derinliği	$\Delta p$	Basınç gradyanı
$h_R$	Dümen derinliği	$\delta_{r0}$	Dümen açısı
$H^*$	Boyutsuz kritik dalma derinliği		

## 1. Giriş

Dalmış cisimlerin hidrodinamik analizleri en genel ve basit hali ile cismin sonsuz bir akışkan alanı içerisinde hareket ettiği varsayımına dayanır. Pratikte akışın incelenen kısmı (kontrol hacmi) akışkanı çevreleyen sınırlara yeterince uzak ise analizlerin bu varsayımına dayanması sonuçların geçerliliği açısından herhangi bir sorun teşkil etmeyecektir. Ancak pratik mühendislik uygulamalarını ilgilendiren dalmış cisimler yalnızca sonsuz akışkan alanı içerisindeki hidrodinamik özellikleri esas alınarak tasarlanamazlar. Örneğin boy ölçeği hedefinin su çekimi ile aynı mertebede olan torpidolar için tasarım aşamasında serbest su yüzeyi etkilerini dikkate almamak torpidonun hedefine yaklaşma safhasındaki hidrodinamik özelliklerinin göz ardı edilmesine ve neticede tasarımın operasyonel ihtiyaçları karşılayamamasına sebep olacaktır.

Karşıladıkları operasyonel ihtiyaçlar bakımından su altı araçlarının yetenekleri derin dalmış durumdaki ana işlevleri (örneğin denizaltılar için torpido hücumu gerçekleştirme vb.) yerine getirmek için gereken yetenekler ve akışkan sınırlarına yakın sahalardaki ikincil işlevleri (mayın yerleştirme, özel kuvvet harekâtı vb.) yerine getirmek için gereken yetenekler olarak sınıflandırılabilir. Genelde her iki yetenek grubu su altı aracının hidrodinamik açıdan çelişen özelliklere sahip olmasını gerektirir. Örneğin dalmış durumda yüksek manevra kabiliyetine sahip olmaları için düşük dinamik stabiliteli olması istenen askeri maksatlı su altı araçları ikincil işlevlerini yerine getirdikleri çevre şartlarında kolaylıkla stabilite açısından kararsız hale gelebilirler. Ayrıca operasyonel isterler su altı araçlarının artan oranda kıyıya yakın sığ sularda ve dolayısı ile dip ve serbest su yüzeyine yakın kullanımını zorunlu hale getirmekte (Crook, 1994) ve bu durum akışkan alanının sınır etkilerinin hidrodinamik açıdan daha yoğun incelenmesini gerektirmektedir. Bunların yanında denizaltılar birincil işlevlerini yerine getirirken de su yüzeyinin periskop/radarla kontrolü, jeneratör çalıştırarak bataryaların şarj edilebilmesi ve solunum havasının ventilasyonu için şnorkel direğini sürme, cevapsız yayınların alınarak iletilecek mesajların gönderilmesi için muhabere direklerinin kullanımı ve GPS üzerinden mevki kalibrasyonu için serbest su yüzeyine yaklaşmaya ihtiyaç duyarlar. Günümüzde su altı araçlarından giderek artan oranda ikincil işlevleri yerine getirmesi beklendiğinden çelişen isterlerin nihai üründe dengeli bir şekilde temsil edilmesi gereklidir. Dolayısı ile su altı araçlarının serbest su yüzeyine ve deniz dibine yaklaşmaları durumunda manevra özelliklerinin nasıl değişeceğinin incelenmesi giderek daha büyük bir zorunluluk haline gelmektedir.

Önceki çalışmanın (Kırıkbaş vd., 2021) devamı niteliğinde olan bu çalışmanın amacı; serbest su yüzeyi ve deniz tabanı gibi akışkan sınırlarının su altı araçlarının manevra karakteristikleri üzerine etkileri alanındaki literatürü tarayarak; aracın yatay ve düşey düzlemlerde maruz kaldığı kuvvet ve momentlerin, bu düzlemler arası karşılıklı etkileşimlerin ve kontrol yüzeyleri ile sevk sistemi parametrelerinin akışkan sınırları ile karşılıklı etkileşimleri özetlemek, bu etkileşimlerin manevra modelinde temsil yöntemlerine değinmek ve bu yolla literatürde daha az çalışılmış başlıkları belirlemektir. Çalışma kapsamında ayrıca akışkan sınırları etkisi altında olmanın manevra probleminin çözümünde kullanılan deneysel ve sayısal yöntemlere getirdiği ilave zorluklara da değinilmiştir.

## 2. Serbest Su Yüzeyi, Kritik Derinlik, Su altı Aracının Serbest Su Yüzeyine Etkileri

Serbest su yüzeyi bir akışkanın yüzeyinde normal gerilmenin sabit ve kayma gerilmesinin sıfır olduğu yüzey bölgesi olarak tanımlanabilir. Serbest su yüzeyi matematiksel olarak denklem (1)'de yer alan serbest su yüzeyi koşulu (dinamik sınır koşulu) ile ifade edilir. Bu denklemde  $\frac{Dp}{Dt}$  basıncın zamana bağlı maddesel türevidir.

$$\frac{Dp}{Dt} = 0 \quad (1)$$

Bu ilke momentumun korunumunun bir ifadesidir ve sabit yüzeylerin aksine basınca karşı koyamayan serbest yüzeylerin bir kuvvet dengesi oluşuncaya kadar (yüzeyde basınç atmosfer basıncına eşit oluncaya kadar) deforme olacaklarının bir ifadesidir.

Serbest su yüzeyinin analitik ve sayısal analizi dinamik sınır şartına ilave olarak ayrıca yüzeyin bir materyal yüzeyi gibi davrandığı varsayımına dayanır. Bu varsayım yüzeyi oluşturan akışkan parçacıklarının her zaman yüzeyde kalacağı anlamına gelir ve kinematik sınır şartı olarak adlandırılır. Kinematik sınır şartı denklem (2)'de verilmiştir. Burada  $\frac{DF}{Dt}$  serbest yüzey deformasyonlarının maddesel türevini alt indis "sy" serbest su yüzeyi anlamına gelmektedir.

$$\left. \frac{DF(x, z)}{Dt} \right|_{sy} = 0 \quad (2)$$

Dalmış cisimlerin dalga direnci üzerine yapılan öncü çalışmaların sonuçlarından birisi de dalmış cisim üzerinde serbest su yüzeyinin etkin olmaya başladığı kabul edilen "kritik dalma derinliği" kavramının formülize edilmesidir. Lineer dalga teorisinin kabullerine göre serbest su yüzeyi dalgalarının etkisi dalga boyunun yarısı kadar derinliğe ( $h_{kritik} = 0.5\lambda$ ) ulaşabilir. Bu kabulden yola çıkarak boyutsuz kritik derinlik cismin boyutlarının ve Froude sayısının bir fonksiyonu olarak denklem (3)'te gösterildiği şekilde elde edilebilir;

$$H^* = \frac{h_{kritik}}{D} = \frac{\pi L F r^2}{D} \quad (3)$$

Dalga direncinin büyüklüğünün dalma derinliğinin azalan bir fonksiyonu olduğu Gertler (1950), Weinblum vd. (1950) ve Wigley (1953) tarafından fark edilmiş olmasına rağmen analiz edilen cismin geometrik özelliklerinden bağımsız genel geçer bir ölçüt Hoerner (1965) tarafından sunulmuştur. Hoerner boyutsuz dalma derinliğinin 5'ten büyük olduğu durumlarda serbest su yüzeyi etkisinin ihmal edilebileceğini raporlamıştır. Hoerner (1965)'ten günümüze kadar kritik dalma derinliği konusunda literatürde varılan sonuçlar Tablo 1'de özetlenmiştir.

**Tablo 1.** Literatürde kullanılan kritik dalma derinliği ifadeleri

	Referans	Dalma Derinliği	Kriter
1	Hoerner, 1965	5D	Dalga direnci değişimi
	Moonesun vd., 2013		Serbest su yüzeyi deformasyonlarındaki değişim
2	Nematollahi vd., 2015	3D	Serbest su yüzeyi deformasyonlarındaki değişim
3	Jagadeesh ve Murali, 2010	2D	Direnç, kaldırma kuvveti ve yunuslama momentindeki değişim
4	Zhang ve Zhang, 2014	L/3	Direnç ve Serbest su yüzeyi deformasyonlarındaki değişim
5	Tupper ve Rawson, 2001	L/2	Dalga direnci değişimi
6	Doğrul, 2019	$Fr_h \leq 0.7$	Direnç ve Serbest su yüzeyi deformasyonlarındaki değişim

Kritik dalma derinliğinin belirlenmesinde düşey düzlem kuvvet ve momentlerinin dirençten daha belirleyici olduğu Conway vd. (2018) tarafından ortaya konmuştur. Kritik dalma derinliğinin altındaki

derinliklerde hareket eden bir cisim yüzeyde kendi hızı ile eşit hızla hareket eden bir dalga sistemi oluşturur. Bu yüzey dalgası sistemi serbest su yüzeyinin cismin dinamik basınç alanı nedeniyle deformasyonunun bir sonucudur (Dawson, 2014). Bu durumun bir istisnası, su altı aracının derin dalmış durumda farklı yoğunluklara sahip iki su tabakasını ayıran yüzeye yakın hareket etmesidir. Çok fazlı akış olarak sınıflandırılabilir bu durumda da su altı aracı dalga direncine maruz kalır (Tupper ve Rawson, 2001, p. 387).

Bu dalga sistemlerinin Froude sayısına bağlı yapıcı ve yıkıcı girişimleri cisme etkileyen kuvvet ve momentlerde değişime (veya yeni kuvvet ve momentlerin oluşumuna) dolayısı ile manevra karakteristiklerinin değişmesine neden olur. Öte yandan yüzey dalga sistemini oluşturan bileşenlerin dalga boyu 0.50'den büyük Froude sayıları için birbirleri ile etkileşime giremeyecek kadar büyük olacaktır. Bu durum bahse konu Froude sayısına karşılık gelen hız değerinin aşılması durumunda su altı aracına yüzey dalga sistemi nedeniyle etkileyen kuvvet ve momentlerin sabit kalacağı anlamına gelir (Dawson, 2014).

Serbest su yüzeyi etkisi ile kuvvet ve momentler ve dolayısı ile manevra karakteristiklerindeki tüm değişimler yukarıda bahsedilen dalga etkileşimleri ile açıklanabilir. Ancak bu etkileşimlerden bir tanesi diğerlerine göre baskın karakterdedir (Amiri vd., 2018a). Serbest su yüzeyini yaran geometriler için baş-kıç dalgası arasındaki etkileşimin cismin direnç karakteristiği üzerinde baskın etkisi olduğu bilinmektedir. Amiri vd. (2018a) su altı araçları için benzer bir etkiye baş-kıç omuzluk dalga etkileşimlerinin sebep olduğunu göstermiş, bu farklılığın sebebini de klasik su altı aracı geometrileri için kıç omuzluğun yatay cismen kıç kısmından daha yakın olması ile açıklamıştır.

### 3. Dalmış Cismin Maruz Kaldığı Kuvvetler

Serbest su yüzeyinin varlığı nedeniyle cismin manevra karakteristiklerinin nasıl etkilendiği ancak cisme etkileyen kuvvetlerdeki değişimin analizi ile mümkündür. Saout (2003) dalmış bir cisme etkileyen kuvvetleri Şekil 1'de gösterildiği gibi sınıflandırmıştır.

Ağırlık ve sepiye dengesinin sağlanmasının cisimlerin dalmış durumda kalabilmelerinin ön şartıdır. Bu iki kuvvetin bileşke etkisinin sıfır olduğu düşünüldüğünde, yeterince derine dalmış ve ana eksen akış doğrultusunda konumlandırılmış bir cismin, herhangi bir sınır etkisinin bulunmadığı bu simetri durumunda Şekil 1'de gösterilen kuvvetlerden yalnızca direnç (viskoz) kuvvetine maruz kaldığı söylenebilir. Cisim bu durumdayken sakin su yüzeyine (Froude Krylov ve kırınım kuvvetleri mevcut değil) yaklaşması halinde etrafındaki simetrik akışkan sahası serbest su yüzeyinin varlığı sebebiyle bozulacak, yüzeye yaklaşan cisim ile yüzey arasında kalan akışkan hacmi cisim ile deniz tabanı arasında kalana kıyasla azalacaktır.

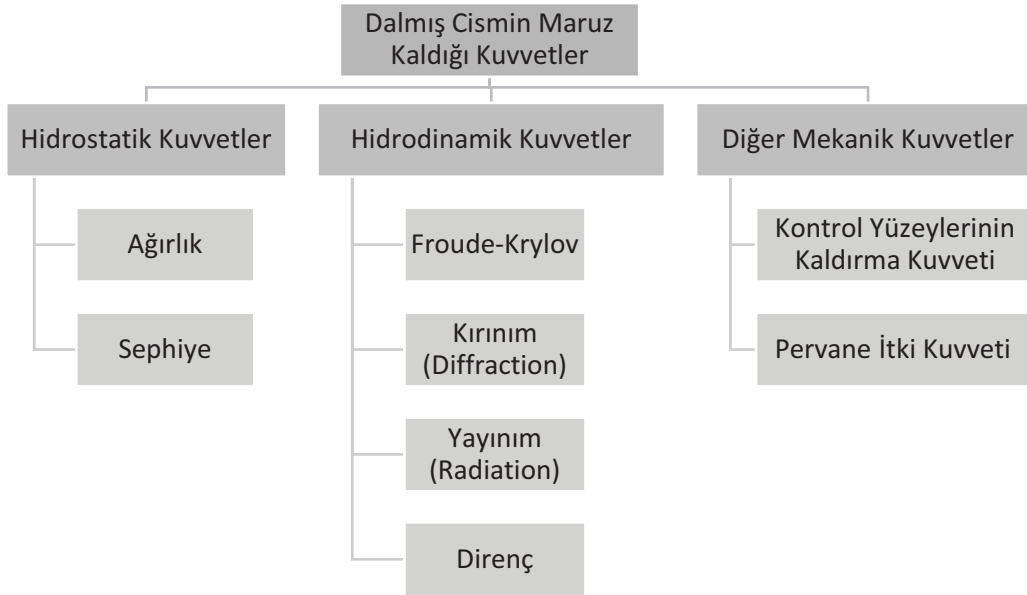
Akışkan hacminin azaldığı tarafta akışın hızının artması beklenir. Bernoulli ilkesini kullanarak söz konusu bu hız değişiminin cismin etrafındaki dinamik basınç alanının değişimi ile doğru orantılı olduğu Denklem (4) ve (5)'te olduğu gibi gösterilebilir;

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot [(V + \delta V)^2 - V^2] \quad (4)$$

ve doğrusallaştırma ile,

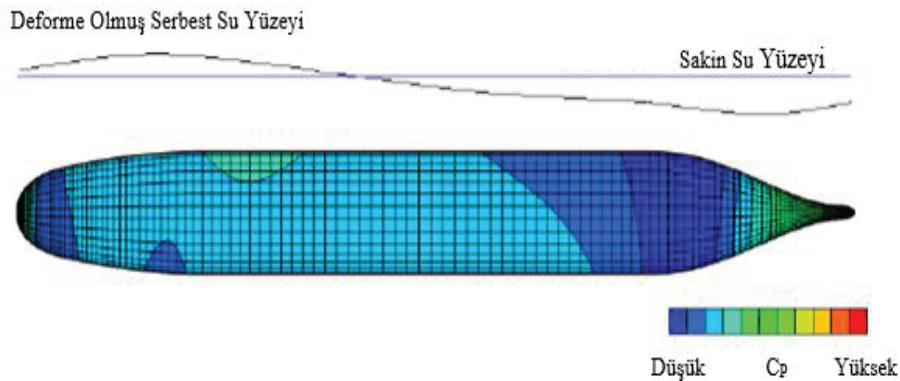
$$\Delta p \cong \rho V \delta V \quad (5)$$

Burada  $\Delta p$  basınç gradyenini  $\delta V$  ise akışkan hızındaki değişimi ifade etmektedir. Şekil 2’de gösterildiği gibi değişen bu basınç alanı ile etkileşime giren serbest su yüzeyi deforme olmaya başlar, yüzeyde cisme göre durağan ve cismin boyutlarının, hızının ve derinliğinin bir fonksiyonu olan yerçekimsel dalga sistemi oluşur. Karşılığında bu dalga sistemi, kendisini oluşturan basınç alanını etkileyerek daha ileri seviyede değişmesine ve böylece cismin ilave yayınım (radiation) kuvvetlerine (ve momentlere) maruz kalarak manevra karakteristiklerinin etkilenmesine (Griffin, 2002) sebep olur.



Şekil 1. Dalmış cismin maruz kaldığı kuvvetler

Literatürde dalmış cismin manevra karakteristiklerindeki değişimin analizi; öncelikle yayınım (radiation) kuvvetlerinin aksel ve daha sonra düşey doğrultudaki bileşeni ve bu bileşenin neden olduğu momentin incelenmesiyle başlamıştır.



Şekil 2. Etkileşim sebebiyle deforme olmuş serbest su yüzeyi ve değişen dinamik basınç (Dawson, 2014)

Bu noktaya kadar cismin ana eksenine halen akış yönü doğrultusunda konumlandırılmış durumdadır. Serbest su yüzeyine yakınlığın cismin oryantasyonundaki değişimler, mekanik kuvvetler ve cismin zamana bağlı hareketleri ile karşılıklı etkileşimi daha sonraki süreçte araştırmacılar tarafından incelenmiştir. Söz konusu incelemelerin sonuçlarına bu çalışmanın 6. bölümünden itibaren değinilmiştir.

#### 4. Dalga Direncinin Analitik ve Deneysel Yöntemlerle İncelenmesi: İlk Çalışmalar

Akışkan sınırlarının yukarıda sayılan sebeplerle probleme dâhil edilerek dalmış cismin yayılımı (radiation) kuvvetlerine maruz kalmasının hidrodinamik açıdan literatürde en fazla incelenen bileşeni dalga direnci olarak bilinir. Araştırmacılar tarafından bu bileşenin hesaplanması için gösterilen gayretlerin geçmişi geçen yüzyılın başlarına kadar dayanmaktadır. Havelock'un geliştirdiği analitik yöntem kendisinden sonraki çalışmalar için bir ölçüt teşkil etmiştir.

Analitik yöntemlerin o günkü sınırlarına ulaşmış ve sayısal yöntemlerin henüz olgunlaşmamış olması araştırmaların bundan sonraki yönünü deneysel çalışmalara çevirmiştir. Gertler (1950) gerçekleştirdiği deneylerde çeşitli geometrik parametrelerin değişiminin dalmış cismin direnci üzerine etkisini ölçmüştür. Bu deney serisi direnç açısından en uygun geometrik parametreleri belirlemeyi hedeflemektedir. Bu çalışma kapsamında yazar serbest su yüzeyine yakın cisimlerin prizmatik katsayılarındaki değişimin dirence olan etkisini de incelemiştir. Yazar incelenen deney senaryolarına ait sonuçları kullanarak bir kaniya varmamıştır. Havelock'un analitik çalışmalarının devamı ve elde ettiği sonuçların deneysel doğrulaması Weinblum vd. (1950) tarafından gerçekleştirilmiştir.

Bu deney serisinde Havelock tarafından analitik olarak incelenmiş geometriler kullanılmış; dalma derinliği, hız ve geometrik parametrelerin direnç üzerine etkileri ölçülerek sonuçlar analitik yöntemden elde edilen değerlerle kıyaslanmıştır. Her iki yöntem de dalmış cisimler için toplam direnç eğrisinin suüstü gemilerininkine benzer karakteristik özellikler (hızın fonksiyonu olarak direnç eğrisi üzerinde tepe ve çukurlar) sergilediğini göstermiş, Weinblum Havelock'un analitik yönteminin niteliksel anlamda geometrik parametreler ve hız değişiminin dirence etkilerini analiz etmekte yeterli bir yöntem olduğu sonucuna varmıştır.

Serbest su yüzeyine yakın seyreden dalmış cisimlerin hidrodinamiği alanındaki literatüre sonraki başlıca katkı 5:1 eksen oranına sahip uzatılmış küremsi cisimlerin direnç bileşenlerinin ölçülmesi/hesaplanması için Farell ve Guven (1973) ve Farell, (1973) tarafından yapılmıştır. Farell 5:1 eksen oranlı küremsi cisim etrafındaki akışı Neumann-Kelvin yöntemi ve cismin yüzeyine uyguladığı kaynak (source) dağılımını kullanarak çözmüş ve sonuçları Havelock'un elde ettiği sonuçlar ile kıyaslamıştır. Farell, Havelock'un yaklaşımının tekillik dağılımının cismin simetri ekseninde olması nedeniyle cismin üzerindeki sınır koşulunu tam olarak sağlayamadığını ve dolayısı ile hatalı sonuçlara sebep olduğu sonucuna varmıştır.

Küremsi cisimler için Neumann-Kelvin probleminin alternatif bir çözümü Doctors ve Beck (1987) tarafından yapılmıştır. Yazarlar bu çalışmada Farell'in kullandığı cismin yüzeyinin kaynak dağılımı ile temsil edilmesi yönteminden farklı olarak cismin yüzeyini temsil etmek için Hess ve Smith, (1964) tarafından önerilen panel yöntemini kullanmışlar ve hesaplama sonuçlarının (düşük Froude sayıları hariç) Farell ile paralellik sergilediğini raporlamışlardır.

#### 5. Dalga Direncinin Sayısal Yöntemlerle İncelenmesi

Günümüzde; diğer mühendislik akışlarına benzer şekilde su altı araçlarının maruz kaldığı iki fazlı/duvarla sınırlandırılmış (wall-bounded) akışların incelenmesi için çoğunlukla sayısal analizler kullanılmaktadır. Dolayısı ile bu çalışmanın bütünlüğü açısından, sayısal yöntemlerin su altı aracının dalga direnci probleminde uygulandığı yakın tarihli çalışmaların özetlenmesi gereklidir. (Uslu ve Bal, 2008) Dawson'ın (1977) geliştirdiği yöntemi farklı eksen oranlarına sahip elipsoit geometrilerine uygulamışlardır. Bu yöntem cismin ve serbest yüzeyin Rankine kaynak terimleri ile temsil edilmesine dayanmaktadır. Yazarlar değişik Froude sayıları için bu geometrilere ait toplam direnç katsayısı



sonuçları ile referans çalışma (Farell, 1973) sonuçları arasındaki uyumun tatmin edici seviyede olduğunu sonucuna varmışlardır.

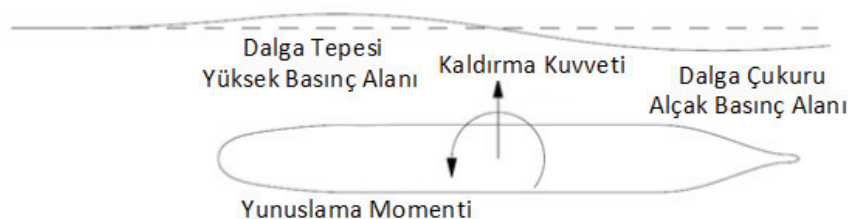
(Guanghua, 2013) geliştirdiği BEM tabanlı yöntemi 5:1 eksen oranlı uzatılmış küremsi cismin dalga direncini hesaplamak için kullanmışlardır.  $D^*=0.8$  için farklı Froude sayılarına ait hesaplama sonuçlarını doğrulamak için (Doctors & Beck, 1987) çalışmasının sonuçlarını referans olarak kullanmışlardır. Her iki çalışma arasında sonuçların tutarlılığının tatmin edici olduğu ifade edilmiştir.

(Wilson-Haffenden vd., 2010) ise çekme tankı verileri ile doğruladıkları sayısal bir çalışma icra etmişlerdir. Bu çalışma kapsamında yazarlar farklı Froude sayılarında ve derinliklerde DARPA Suboff AFF-1 konfigürasyonu için toplan direnç katsayısı ( $C_D$ ) sonuçlarını kıyaslamışlardır. Sonuç olarak dalga direncinin etkisi nedeniyle toplam direnç katsayısındaki artışın (Hoerner, 1965) sonuçları ile tutarlılık sergilediğini belirlemişlerdir. Buna göre  $Fr=0.27\sim 0.35$  aralığında toplam direnç katsayısının azami değerine ulaştığı sonucunu elde eden yazarlar (Hoerner, 1965)'in azami direnç değişiminin 0.31'e karşılık gelen hızlarda gerçekleştiğine yönelik bulgusunu desteklemişlerdir. Yazarlar ayrıca bu sonuçlardan yola çıkarak  $Fr<0.35$  ve  $D^*>2.2$  koşullarında dalga yapma direncinin ihmal edilebileceğini belirtmişlerdir.

(Doğrul, 2019) gerçekleştirdiği sayısal çalışmasında DARPA Suboff AFF-1 ve AFF-8 konfigürasyonlarını kullanmıştır. Yazar derinliğin ve takıntılarının direnç bileşenlerine ve serbest yüzey deformasyonlarına etkisini incelemiştir. Buna göre derinliğe bağlı Froude sayısının ( $Fr_h$ ) 0.7'den küçük olması durumunda incelenen geometrilerin tamamen dalmış bir cisim davranışı sergilediğini tespit etmiştir. Yazar ayrıca 3.051 m/s hız değerinin her iki geometrik konfigürasyon için de bir eşik değeri olduğunu belirlemiştir. Bu hızdan daha büyük hızlarda dalga direncinin çalışmaya konu olan her bir derinlik değeri için hız artışından bağımsız hale gelerek sabit kaldığını göstermiştir.

## 6. Manevra Karakteristiklerine Etkiler: Düşey Düzlemdeki Etkiler

Serbest su yüzeyinin varlığının su altı araçlarının kontrolü ve dolayısı ile manevrası üzerine etkileri ancak serbest su yüzeyiyle etkileşim sebebiyle oluşan diğer kuvvet bileşenlerinin ve bu bileşenlerin yarattığı momentlerin de incelenmesi ile tam olarak anlaşılabilir. Cisim; hissettiği aksel yönlü kuvvetin yanında, akışın düşey yönde simetrisinin serbest su yüzeyinin varlığı ile bozulması sonucunda düşey yönde de bir kuvvet ve yunuslama momentine maruz kalır. Simetrisinin ortadan kalkması yüzeye yaklaşan cisim ile yüzey arasında kalan akışkan hacminin cisim ile deniz tabanı arasında kalana göre daha az olmasına bu da serbest su yüzeyinin altındaki akışkanın hızlanarak basıncın düşmesine (Bernoulli Prensibi) yol açar. Basıncın düşmesi cismin etrafındaki basınç alanının düşey yönlü simetrisinin bozulmasına ve bozulan basınç alanının integrasyonu ise cisme Şekil 3'te gösterildiği gibi düşey yönlü bir kuvvet ve moment etkimesine neden olur.



Şekil 3. Serbest su yüzeyiyle etkileşim nedeniyle düşey düzlemde kuvvet/momentler (Dawson, 2014)

Bu kuvvet ve momentin etkileri su altı aracının Froude sayısına bağlı olarak dalmasına veya satıha daha da yaklaşarak serbest su yüzeyini yarmasına ve her durumda kontrol sisteminin aşırı kullanımına yol açar. Böylece su altı aracının görsel olarak tespit edilmesi, icra ettiği operasyonun (şnorkel, muhabere vb.) aksaması veya oluşan yunuslama momenti sebebiyle pervanenin satıha yaklaşarak sevk veriminin azalması ihtimalini artırır. Wigley (1953)'in çalışması; Havelock tarafından geliştirilen yöntemin düşey yönlü kuvvetin ve yunuslama momentinin hesaplanması için uyarlanması suretiyle bu alana öncülük etmiştir.

Wigley'in çalışmasının en önemli sonucu cisim tarafından hissedilen düşey yönlü kuvvetin (kaldırma kuvveti) Froude sayısına bağlı olarak yön değiştirdiğinin tespit edilmesidir. Düşük Froude sayılarında kuvvet yukarı yönlüdür. Bu hızlarda araç serbest su yüzeyine doğru çekilir. Froude sayısının (hızın) artmasıyla kuvvetin büyüklüğü giderek azalır. Kritik bir hızda kuvvet yön değiştirerek aşağı yönlü (deniz tabanına doğru) hale gelir. Başka bir deyişle su altı aracını dibe doğru çekecek şekilde etki etmeye başlar. Wigley ayrıca cisme serbest su yüzeyinin varlığı nedeniyle etkileyen kaldırma kuvveti ve yunuslama momentinin Froude sayısına bağlı değişimini de incelemiştir. Bu çalışmanın sonuçları Tablo 2'de özetlenmiştir.

**Tablo 2.** Serbest su yüzeyine yaklaşan su altı aracının maruz kaldığı kaldırma kuvveti ve yunuslama momentinin Froude sayısına bağlı değişimi.

	Düşük ( $0.15 < Fr < 0.55$ )	Yüksek ( $Fr > 0.55$ )
Z Kuvveti Yönü	Yukarı	Aşağı
M Moment Yönü	Baş Aşağı	Baş Aşağı

Hesaplamalarını direnç analizinin ötesine genişleten bir diğer çalışma ise Doctors ve Beck'in yukarıda bahsedilen çalışmasıdır. Panel yöntemler kullanılarak elde edilen Neumann-Kelvin probleminin sonuçlarından kaldırma kuvveti ve yunuslama momenti katsayılarını da elde etmiş ve sonuçları Wigley (1953) ile kıyaslamışlardır. Her iki çalışmanın sonuçları kaldırma kuvveti ve yunuslama momentinin Froude sayısına bağlı değişimi açısından tutarlılık sergilemektedir. Her iki çalışmada da dalga direncinin derinliğe bağlı değişimine benzer şekilde kaldırma kuvvetinin ve trim momentinin büyüklüğünün derinliğin azalan bir fonksiyonu olduğu sonucuna varılmıştır.

Literatürde bundan sonraki çalışmalar düşey düzlem büyüklüklerin hesaplama yöntemleri, bu yöntemlerin iyileştirilmesi ve bu büyüklüklerin aracın kinematik parametrelerine göre değişimini incelemeyi amaçlasalar da bu değişimin sebepleri üzerinde yeteri kadar durulmamıştır. Aracın hızına bağlı serbest su yüzeyi deformasyonlarının şeklinin bu kuvvet ve momentlerin yönü ve şiddeti üzerindeki belirleyici etkisi birçok araştırmacı tarafından vurgulanmış (Dawson, 2014; Griffin, 2002) ancak bu olguların asıl sebepleri yakın zamana kadar araştırma konusu olmamıştır.

Sayısal yöntemlerin gelişmesi geometrik parametrelerin etkilerinin sonraki süreçte daha kapsamlı analiz edilebilmesi imkânını sağlamıştır. Crook (1994) boyutsal parametrelerin (boy ve çap), Doctors ve Beck'in geliştirdiği yöntemi jenerik bir nükleer saldırı sınıfı denizaltı (SNN) geometrisi olan DARPA Suboff'a uygulayarak dalga direnci, kaldırma kuvveti ve yunuslama momenti üzerinde etkilerini analiz etmiştir. Her üç büyüklüğün hız ve derinliğe bağlı değişiminin önceki çalışmaların sonuçları ile tutarlı olmasından yola çıkan yazar, kaldırma kuvvetinin hızın ve derinliğin azalan bir fonksiyonu olması olgusundan düşük süratlerde satıha yakın bir denizaltının kontrolünün daha zor olacağını ve bu hızlarda gerçekleşen pozitif (baş aşağı) yönlü yunuslama momenti nedeniyle de öncelikle denizaltının kış

bölgesinin ve pervanenin serbest su yüzeyini yaracağını ifade etmiştir. Crook denizaltının kontrol edilebilirliği ve gizliliğini olumsuz yönde etkileyecek bu iki olgunun önüne geçebilmek için satıha yakın seyrederken mümkün olan en yüksek süratin kullanılması gerektiğini belirtmiştir.

Kontrol edilebilirlik vb. nedenlerle satıha yakın yüksek süratle seyretmek denizaltıdan akışkana daha fazla kinetik enerji aktarılması neticesinde yaratılan yüzey dalgalarının genliğinin artması ve dalgaların diğer yüzer platformlar ile uydulardan tespit edilebilmesi anlamına gelecektir. Denizaltının serbest su yüzeyinde yarattığı bu deformasyonların tespit edilmesi ise; konumunun, rotasının, hızının ve boyutlarının belirlenebilmesine imkân sağlar. Bu nedenle denizaltılar serbest su yüzeyine yakın oldukları durumlarda da mümkün olan en düşük süratle kontrol edilebilecek manevra özelliklerine sahip olmaları hedeflenmelidir (Tolliver, 1996).

Tamamıyla potansiyel teoriye (panel yöntemler) dayalı önceki çalışmalarda serbest su yüzeyinin dalmış cismin hareketini nasıl etkilediğine ilişkin bir takım niteliksel sonuçlara ulaşılmış olmasına rağmen bir manevra modelinde cismin doğrusal veya rotasyonel hareketi nedeniyle maruz kaldığı tüm kuvvet ve momentleri temsil eden manevra katsayılarının eksiksiz hesaplanması viskoz etkiler göz ardı edildiği için yapılamamıştır. Sayısal analiz altyapısının belirli bir düzeye ulaşması viskoz etkilerin de (en azından cismin etrafında akışın viskoz olduğu düşünülen bölge için) hesaplamalara dâhil edilmesine imkân tanımıştır. Griffin (2002) çalışmasında değişik denizaltı geometrilerinin etrafındaki akışı viskoz ve ideal akış bölgelerine ayırmış ve her bir bölge için akışı yöneten denklemleri ayrı ayrı çözmüştür. Griffin'in yönteminin öne çıkan yönü birbirinden farklı kabullere dayalı denklemlerle yönetilen bu iki akış sahası arasında sayısal algoritmanın iletişimini bir kesişim bölgesi vasıtasıyla yapmasıdır. Griffin böylece panel yöntemler ile RANS denklemlerine dayalı viskoz hesaplamaların karşılıklı etkileşiminden seçtiği geometriler için düşey düzlemdeki manevra katsayılarının eksiksiz bir tahminini yapabilmektedir.

Tahara ve Stern, 1994 daha önce suüstü gemileri için geliştirilen RANSE tabanlı bir yöntemi kullanarak sınır tabakanın etkilerini de hesaplara dâhil etmişlerdir. Griffin'in çalışması ise viskoz etkilerin ele alınış biçimi açısından literatürde önemli bir noktada durmaktadır.

Viskoz etkilerin sayısal analizlere dahil edilmesinin güç taraflarından birisi kapalı denklem sisteminin nasıl elde edileceğidir. Araştırmacılar bu problemi ele almak için öncelikle RANS yöntemini kullanmışlardır. Bu yöntem akışı kontrol eden denklemlere Reynolds gerilme terimlerinin eklenmesine neden olur. Bu gerilme terimleri ile birlikte denklem sistemini kapalı hale getirmek için bir çok türbülans modeli geliştirilmiştir. Su altı araçlarının etrafında gelişen karmaşık akış sahalarının akışın fiziğine uygun bir şekilde analizlere yansıtılabilmesi için türbülansın etkilerinin çözülen problem özelinde doğru bir şekilde modellenmesi gereklidir. Literatürde viskoz yöntemlerin kullanılmaya başlanması, araştırmacıların gayretlerinin türbülans modellerinin uygulanması, karşılaştırılması ve iyileştirilmesi gibi konulara yönelmesine sebep olmuştur. Jagadeesh ve Murali (2010) Afterbody-1 geometrisi üzerindeki akışı kontrol hacminin tamamında RANS denklemleri ve farklı türbülans modelleri kullanarak çözmüş ve derinliğin ve seçilen türbülans modelinin düşey düzlem parametreleri (direnc, kaldırma kuvveti ve yunuslama momenti) üzerine olan etkisini analiz etmişlerdir. Bu analizler sonrasında yazarlar şu sonuçlara ulaşmışlardır.

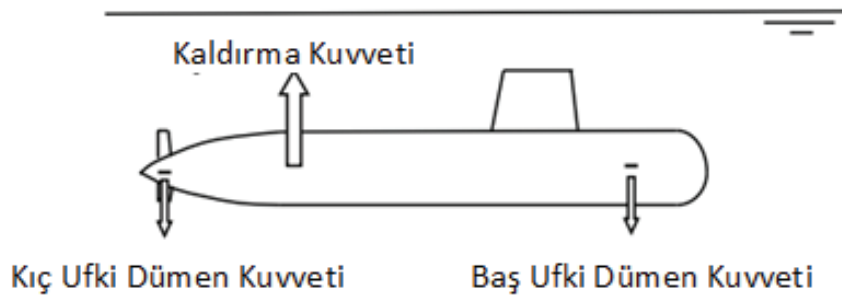
- Direnc, kaldırma kuvveti ve Yunuslama momenti derinliğin azalan birer fonksiyonudurlar.
- Derinliğin etkisi direnc için hücum açısı arttıkça azalır, kaldırma kuvveti ve yunuslama momenti için ise sabit kalır.

Yazarlar ayrıca her üç büyüklük için de  $D^*=2'$ den daha büyük derinlikte gözlemlenen derinliğe bağlı değişimin ihmal edilebilir seviyede olduğunu belirtmişlerdir. Burada  $D^*$  boyutsuz dalma derinliği olup Denklem (6)'da hesaplama yöntemi verilmiştir. Denklem (6)'da yer alan ifadede “d” su altı aracının derinliğini “D” ise çapını temsil etmektedir.

$$D^* = \frac{d}{D} \quad (6)$$

Benzer çalışmalar daha sonra Polis vd. (2013b, 2013a) tarafından DARPA Suboff AFF-1 geometrisinin hücum açısının  $0^\circ$  derinliğin  $D^*=1.8\sim 2.8$  olduğu durum için yapılmıştır. Birinci çalışmanın incelenen kuvvet ve momentlerdeki değişim verisi kullanılarak ikinci çalışma derinliğin de fonksiyonu olan hidrodinamik katsayıları hesaplamayı hedeflemiştir.

Su altı araçlarının emniyetli seyir yapabilmeleri için serbest su yüzeyiyle etkileşim sebebiyle oluşan ve aracın düşey düzlem stabilitesi üzerinde olumsuz etkisi olan kaldırma kuvvetini ve yunuslama momentini karşılayabilecek şekilde tasarlanmaları gerekir. Başka bir deyişle ufki kontrol sisteminin kapasitesi aracın hızına ve derinliğine bağlı olarak maruz kalabileceği düşey düzlem etkilerini karşılayarak Şekil 4'te gösterildiği gibi araç üzerindeki kuvvet dengesini koruyacak şekilde seçilmelidir.

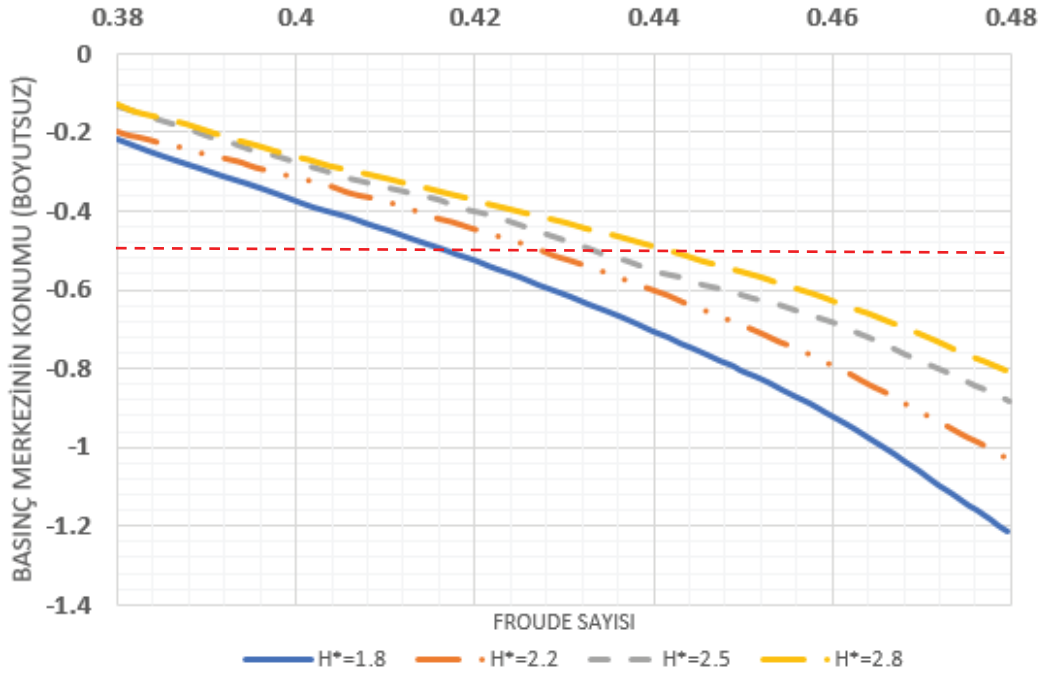


**Şekil 4.** Düşey düzlemde su altı aracının üzerindeki kuvvet dengesi (Renilson, 2015)

Yukarıdaki iki çalışmanın sonuçlarını kullanarak Renilson vd. (2014) DARPA Suboff AFF-1 geometrisinin  $D^*=1.8\sim 2.8$  derinlik ve  $Fr=0.38\sim 0.48$  hız aralığında maruz kalacağı kaldırma kuvveti ve yunuslama momentini karşılayabilmek için gerekli ufki dümen (baş ve kış) açılarını baş ufki dümenin iki farklı yerleşim alternatifini için RANS yöntemleri kullanarak hesaplamışlardır.

Buna göre kaldırma kuvvetinin büyüklüğü gibi etki merkezinin de Froude sayısının bir fonksiyonu olduğu Şekil 5'ten görülebilmektedir. Bu durum yunuslama momentindeki Froude sayısına bağlı değişimin de sebebidir. Froude sayısı arttıkça basınç merkezi su altı aracının kış kısmına doğru kaymaktadır (Şekil 5). Froude sayısının  $0.42\sim 0.44$  değerleri arasında bu kayma hesaplamaya konu tüm derinlikler için basınç merkezinin su altı aracının dışında kalmasına sebep olur. Yazarlar bunun nedeninin aracın hareketi nedeniyle serbest su yüzeyinde oluşan dalgalar olduğunu varsaymışlardır.

Şekil 5 incelendiğinde yüksek Froude sayıları için kaldırma kuvvetinin merkezinin aracın üzerinde olmadığı görülebilir ( $x/L < 0.5$ ). Bu durum Şekil 6'dan da görülebileceği üzere baş ufki dümenlerin derinliğe bağlı olarak değişen kritik bir Froude sayısından küçük hızlarda aşağı, büyük hızlarda ise yukarı yönlü hareket ettirilmesi ihtiyacını doğurur. Ayrıca yine Şekil 6'dan anlaşılacağı gibi moment kolunun uzun olması nedeniyle aracın baş tarafına yerleştirilen baş ufki dümenler kuvvet dengesini sağlayarak aracı sabit derinlikte tutmak için yelkende yer alanlara göre daha küçük dümen açlarına ihtiyaç duyacaktır.



**Şekil 5.** Farklı derinlikler için dinamik basınç merkezinin boyuna konumu – Froude sayısı değişimi (Renilson vd., 2014)

Düşey düzlem büyüklükleri üzerinde serbest su yüzeyinin baskın etkisi potansiyel teoriye dayalı panel yöntemlerin günümüzde de viskoz yöntemlere alternatif olarak kullanılmaya devam edilmesini sağlamaktadır. Yakın geçmişte Dawson (2014) ve Gourlay ve Dawson (2015) tarafından çeşitli geometriler kullanılarak bu geometrilerin direnç, kaldırma kuvveti ve yunuslama momentini hesaplamayı hedefleyen çalışmalar örnek olarak gösterilebilir. Ancak bu alanda yapılan çalışmaların birçoğu viskoz yöntemlerin etkinliğini artırmayı hedefleyen çalışmalardır.

Örneğin Salari ve Rava (2017) Afterbody-1 geometrisi için direnç ve kaldırma kuvveti katsayılarını  $k-\omega$  SST türbülans modeline ilave olarak laminer-türbülans geçişini yakalayan iki transport denklemi ile birlikte çözmüş ve sonuçları Jagadeesh vd. (2009) tarafından gerçekleştirilen deney sonuçları ile kıyaslamışlardır. Yazarlar laminer-türbülans geçişini dikkate almanın standart iki denklemlilikli  $k-\epsilon$  türbülans modeline göre deney datasına daha yakın sonuç verdiğini göstermişlerdir.

Amiri vd. (2018a) düşey düzlemde serbest su yüzeyinin varlığı nedeniyle meydana gelen değişimlerin sebeplerine ayrıntılı olarak değinmişlerdir. Buna göre yazarlar su altı araçlarının serbest su yüzeyi ile etkileşim sebebiyle düşey düzlemde maruz kaldığı kuvvet ve momentlerin aracın Kelvin izini oluşturan belirli dalga sistemlerinin etkileşiminden kaynaklandığını tespit etmişlerdir.

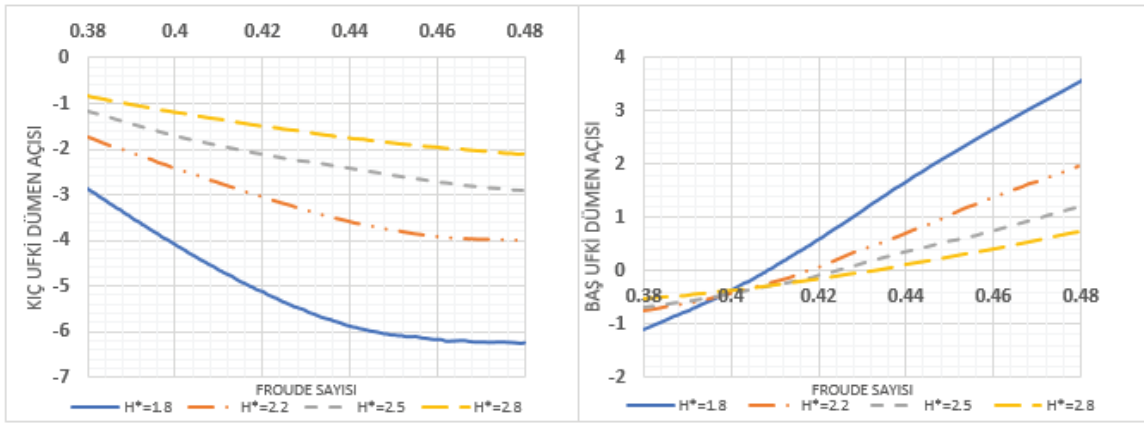
Baş dalgasının çukurunun kış omuzluktaki düşük basınç alanı ile etkileşiminin düşey düzlem büyüklükleri üzerinde anılan belirleyici etkiyi oluşturduğunu ifade eden yazarlar DARPA Suboff AFF-1 geometrisinin  $Fr=0.205\sim 0.512$ 'ye karşılık gelen hızlarında ve aracın incelenen derinliklerden serbest su yüzeyine en yakın derinliği için ( $D^*=1.1$ ) maruz kaldığı kuvvet ve momentlerdeki değişimi şu şekilde özetlemişlerdir;

- $h=3.3D$  dalma derinliğinde baş dalgasına ait dalga çukurunun, 0.269 ve 0.411 sayılarına karşılık gelen hızlarda su altı aracının kış tarafında büyük bir alanı kapsamaya ve dalga çukurunun yarattığı düşük basınç alanının kış omuzluk düşük basınç alanı örtüşmesi Şekil 7'den de

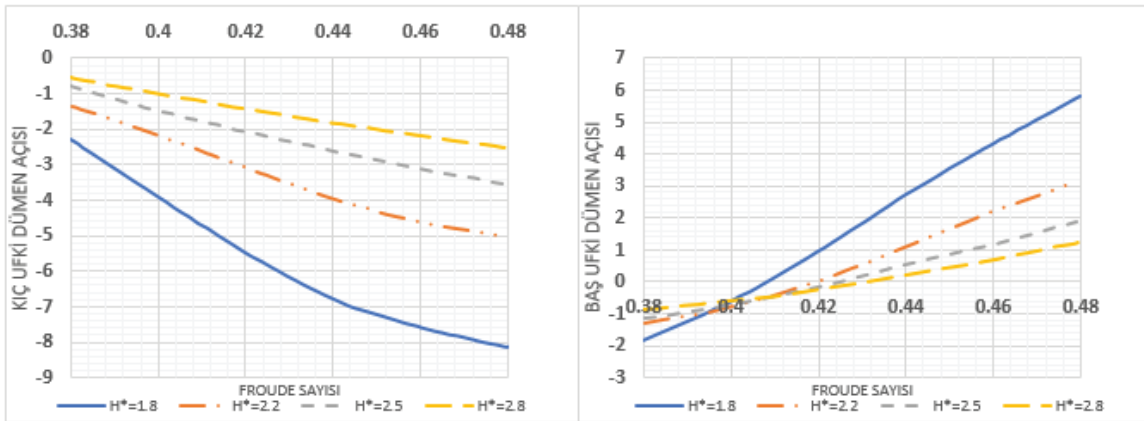
görülebileceği üzere bu noktalarda tepe noktasına ulaşan yukarı yönlü (pozitif) bir kaldırma kuvvetinin oluşmasına neden olmaktadır.

- Kıç tarafta oluşan yukarı yönlü kaldırma kuvveti, 0.3'ten küçük Froude sayılarında baş tarafta oluşan aynı yönlü kaldırma kuvvetinden daha baskın olduğundan yunuslama momentinin Şekil 8'de görüldüğü gibi baş aşağı (pozitif) yönlü olmasına neden olmaktadır.
- 0.30-0.35 aralığındaki Froude sayılarında baş dalga çukurunun aracın baş kısmına denk gelmesi (dalga sistemleri arasında etkileşimin olmaması) baş tarafta yukarı yönlü bir kaldırma kuvveti oluşturarak yunuslama momentinin de yön değiştirmesine neden olmaktadır.

#### UFKİ DÜMENLERİN BAŞ KONFIGÜRASYONU



#### UFKİ DÜMENLERİN YELKEN KONFIGÜRASYONU

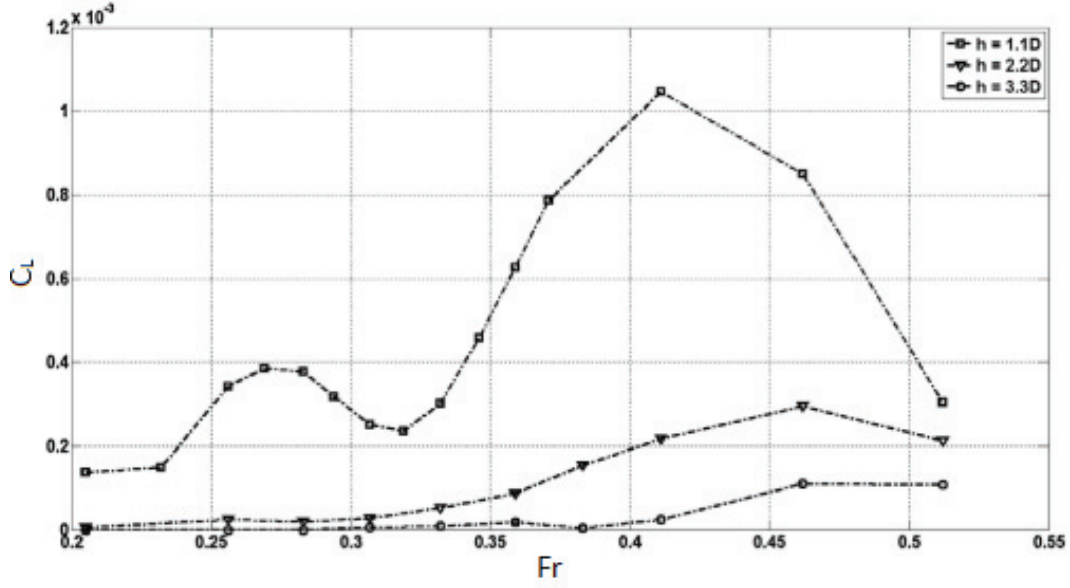


**Şekil 6.** Farklı derinlikler için, derinliği sabit tutmak amacıyla gerekli ufki dümen (baş ve kıç) açılarının Fr sayısına bağlı değişimi (Renilson vd., 2014)

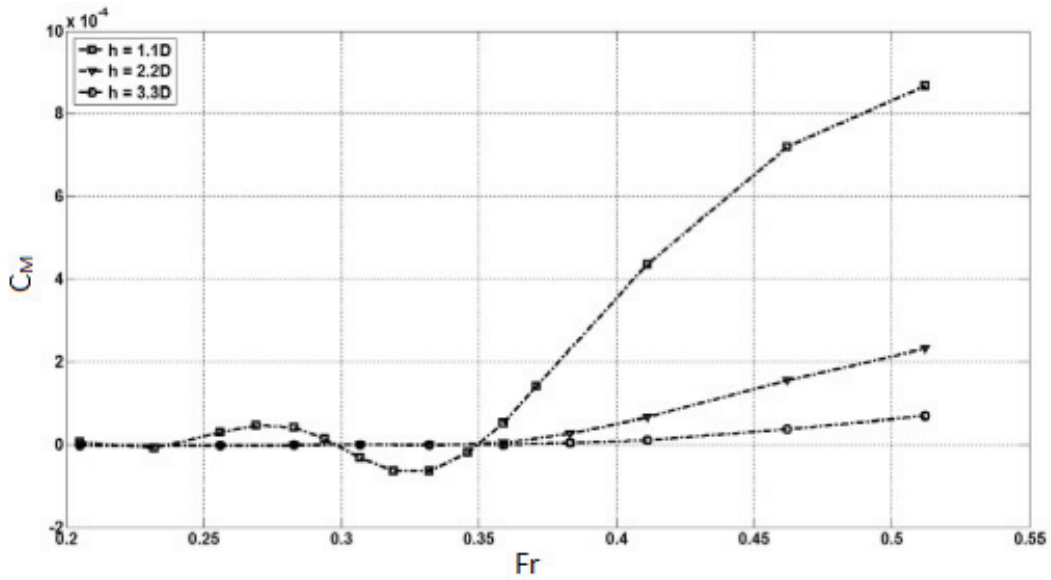
Daha yüksek dalma derinliklerinde ( $D^*=2.2$  ve  $3.3$ ) kaldırma kuvvetinin tepe noktası baş dalga çukurunun kıç omuzluğa denk geldiği hız olan  $Fr=0.462$ 'de gerçekleşmektedir.

Yine dikkat çeken bir diğer etki ise kaldırma kuvveti ve yunuslama momentinin Froude sayısı arttıkça gösterdiği farklı davranışlardır. Froude sayısı arttıkça baş dalgasının boyu artar ve dalga çukuru kıç omuzluktaki düşük basınç alanı ile daha az örtüşür. Buna karşılık dalga tepesinin aracın baş tarafında oluşturduğu yüksek basınç artar ve burada negatif yönlü bir kaldırma kuvveti oluşturarak toplam kaldırma kuvvetinin yön değiştirmesine sebep olur. Buna karşılık momentin Froude sayısı ile artmasının sebebi dalga sistemlerinin etkileşiminin giderek aracın kıç tarafına kayması ve böylece moment kolunun uzamasıdır.





Şekil 7. DARPA Suboff AFF-1 için derinliğe bağlı  $C_L$  - Fr dağılımı (Amiri vd. 2018a)



Şekil 8. DARPA Suboff AFF-1 için derinliğe bağlı yunuslama momenti katsayısı - Fr dağılımı (Amiri vd. 2018a)

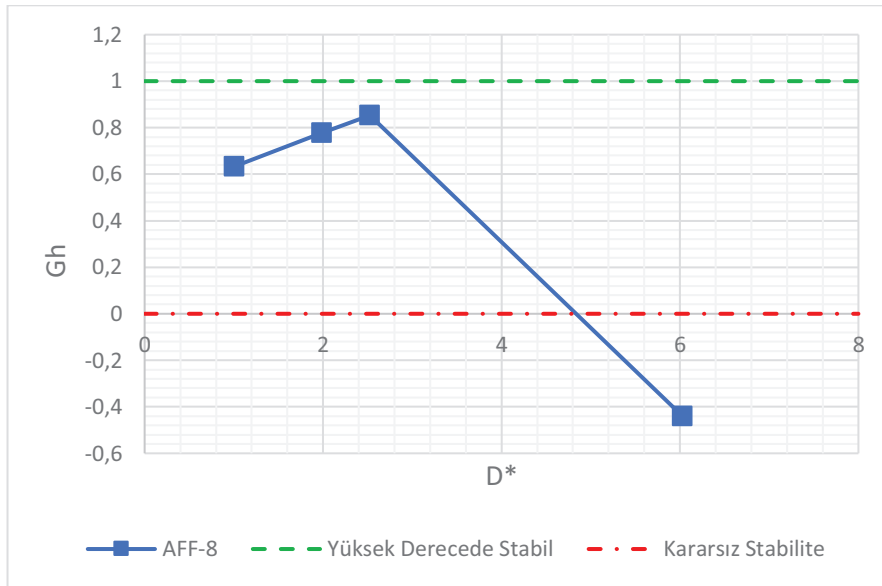
## 7. Manevra Karakteristiklerine Etkiler: Yatay Düzlemdeki Etkiler

Yukarıda da bahsedildiği gibi su altı araçlarının birincil operasyonel işlevlerini yerine getirdikleri derin dalmış durumda yüksek manevra özelliklerine sahip olmaları hedeflenir. Örneğin torpedo hücumundan kaçan bir denizaltının küçük dümen açıları ile keskin dönüşler yapabilmemesi beklenir. Bu özelliklerin sağlanabilmesi ise düşük dinamik stabilite karakteristikleri anlamına gelecektir. Yani küçük pertürbasyonların (dümenin küçük bir açıyla basılması gibi) etkisi araç tarafından sönümlenmeyerek aracın rotasında büyük değişimlere sebep olacaktır.

Su altı araçları suüstü gemilerinin aksine altı eksenli serbestliğe sahip olduklarından dinamik stabilite kavramı gerek yatay gerekse de düşey ekseni kapsar. Ancak bu iki düzlemdeki stabilite istekleri aynı değildir. Yatay düzlemde mümkün olduğunca düşük stabilite özelliklerine sahip olması istenen su altı araçları düşey düzlemde büyük derinlik değişimlerinin aracın bekasını tehlikeye sokacak olması

nedeniyle daha iyi stabilite özelliklerine ihtiyaç duyarlar. Birbirinden farklı bu isterlerin her iki düzlemdeki matematiksel ifadesi ise stabilite indeksleri ve dolayısı ile bazı manevra katsayıları ile yapılmaktadır. Saout (2003) Ocean Explorer (OEX) otonom su altı aracının geometrisini ve sınır integral yöntemini kullanarak gerçekleştirdiği ideal akış analizlerinde yatay düzlemde stabiliteye etki eden manevra katsayılarını hesaplayarak aracın bu düzlemlerde stabil olup olmadığını analiz etmiştir. Yazar ayrıca ağırlık merkezinin yerinin ve dümen katsayısının farklı değerlerini de hesaplamalarda göz önüne almış, ayrıca ortam dalgaları nedeniyle oluşan etkileri de modele yansıtarak sonuçları serbest su yüzeyi deformasyonları ve stabilite türevleri cinsinden vermiştir. Hesaplama sonuçlarının stabilite özelinde derin dalmış durum sonuçları ile karşılaştırılması ile yazar serbest su yüzeyinin yatay ekseninde dinamik stabiliteyi artırdığı sonucuna varmış ancak bu olgunun sebeplerine değinmemiştir.

Serbest su yüzeyi zamana bağlı hız dalgalanmalarını yayılım sönümlenmesi ile sönümlenmektedir. Saout ve Ananthakrishnan (2011) yukarıdaki çalışmanın devamı niteliğindeki çalışmalarında su altı aracının satıha yaklaştıkça ( $D^*=1.50$ ) yatay düzlemde stabilite artışını bu sönümlenme özelliği ile ilişkilendirmişlerdir. Bu iki çalışmanın sonucunu deneysel olarak destekleyen bir diğer çalışma ise Efremov ve Milanov (2019) tarafından yapılmıştır.



**Şekil 9.** DARPA Suboff AFF-8 Geometrisi için boyutsuz derinlik - Gh dağılımı (Efremov & Milanov, 2019)

Yazarlar; DARPA Suboff AFF-8 geometrisi ve üç ayrı derinlik için DHM mekanizması kullanılarak gerçekleştirdikleri deneyler neticesinde aracın yatay düzlem stabilite türevleri ile stabilite indeksini hesaplamışlardır. Hesaplamalar neticesinde denklem (7)'de verilen yatay düzlemde stabilite indeksinin Şekil 9'da gösterildiği gibi derinliğin azalan bir fonksiyonu olduğunu saptamışlardır.

$$G_h = 1 - \frac{N'_v(Y'_r - m')}{Y'_v(N'_r - m'x'_G)} \quad (7)$$

Burada;

$G_h$ : Yatay düzlem stabilite indeksini

$m'$ : Su altı aracının hidrodinamik kütleini

$x'_G$ : Su altı aracının ağırlık merkezinin boyuna konumunu

- $N'_y$ : Savrulma momentinin yan öteleme hızına bağlı değişimini
- $Y'_r$ : Yan öteleme kuvvetinin savrulma açısal hızına bağlı değişimini
- $Y'_y$ : Yan öteleme kuvvetinin yan öteleme hızına bağlı değişimini
- $N'_r$ : Savrulma momentinin savrulma açısal hızına bağlı değişimini

ifade etmektedir.

Yatay düzlemde stabilitenin satıha yaklaştıkça artışının en beklenen sonucu aracın bu düzlemde manevra edilebilirliğinin azalması ve dolayısı ile her bir manevraya ait karakteristik parametrelerin (örneğin dönüş zig-zag manevrası için aşırı sapma açısı vb.) değişmesidir. Dubbioso vd. (2016) satıha yakın ( $D^*=1.75$ ) yatay düzlemde daimi (steady) dönüş manevrasını incelediği farklı kontrol yüzeyi konfigürasyonuna sahip (“+” ve “x” dümen) su altı araçlarının rotasının serbest su yüzeyinin varlığından etkilenmediği sonucuna ulaşmıştır. Bu bağlamda analizlerini benzer derinliklerde yapmalarına rağmen Dubbioso vd. (2016)’nin elde ettiği bu sonuç Saout ve Ananthakrishnan (2011)’un sonuçları ile gelişmektedir.

Literatürde yatay düzlemde sıklıkla incelenen bir diğer manevra ise statik sürüklenme manevrasıdır. Küçük sürüklenme açısı rejimi ( $0^\circ-4^\circ$ ) için yaptıkları hesaplamalarda Broglia vd. (2006) yatay düzlem kuvvet ve momentlerin serbest su yüzeyinin varlığından pratikte etkilenmediği sonucuna varmışlardır. Analizlerin çok küçük sürüklenme açısı değerleri için yapılmış olduğu ve dolayısı ile akışın yatay düzlem simetrisinin kısmen korunduğu göz önüne alındığında bu beklenen bir sonuçtur.

Sürüklenme açısının kritik eşiğinden daha büyük açılarda akışın çapraz bileşeni ( $U\sin\beta$ ) giderek daha baskın hale gelmektedir. Derinlikten ve cismin geometrisinden bağımsız olarak bu hız bileşenindeki artış dalmış cisimlerin yüzeyindeki basınç dağılımının aşağıdaki ortak özellikleri gösterecek şekilde değişmesine ve cismin yatay yönde kuvvet ve momentlere maruz kalmasına sebep olur (Amiri vd., 2019)

- Baş durgunluk noktasının rüzgarüstü tarafa kayması ve neticede dinamik basıncın rüzgarüstü taraf baş omuzlukta yukarı, rüzgaraltı taraf baş omuzlukta ise aşağı yönlü değişmesi,
- Kıç durgunluk noktasının rüzgaraltı tarafa kayması ve neticede rüzgarüstü taraf kıç omuzlukta dinamik basıncın azalması,
- Rüzgaraltı kıç tarafta oluşan girdapsı yapılar nedeniyle bu bölgede dinamik basıncın azalması,

Bu değişimlerin açık su manevra karakteristiklerine olan etkileri birçok araştırmacı tarafından detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bu alandaki güncel çalışmalara (Zhang vd., 2013), (Phillips vd., 2010) ve (Kim vd., 2013) örnek gösterilebilir.

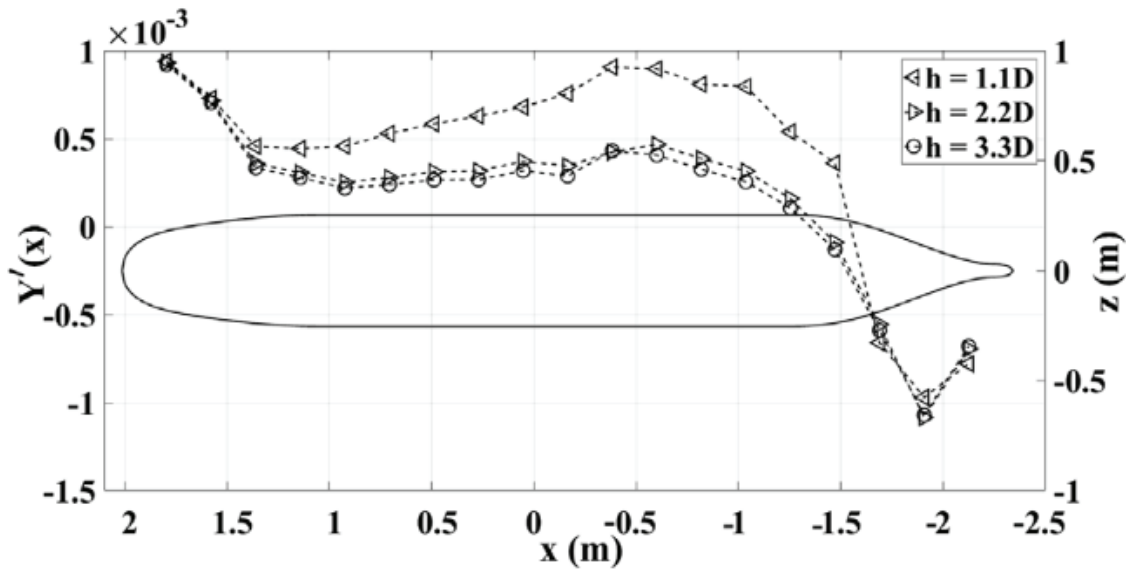
Statik sürüklenme halindeki su altı aracının serbest su yüzeyine yaklaşması; serbest su yüzeyinin aracın akışa göre açısal oryantasyonu sebebi ile değişmiş bir dinamik basınç alanı ve aracın rüzgaraltı tarafındaki girdapsı yapıların oluşturduğu alçak basınç alanı ile karşılıklı etkileşime girmesine yol açar. Bu karşılıklı etkileşim aracın hidrodinamik davranışı üzerinde baskın olan baş-kıç omuzluk dalgası etkileşimini (Amiri vd., 2018a) daha da karmaşık hale getirmesi ve araca etkiyen yatay düzlem kuvvet ve momentlerinde (Y ne N) değişime sebep olması beklenir.

Aracın açısal oryantasyonu sebebiyle sırasıyla rüzgarüstü baş omuzluk rüzgaraltı kıç omuzluğa doğru yer değiştiren baş ve kıç durgunluk noktaları arasındaki basınç farkı yanal öteleme kuvvetinin (Y) oluşmasına sebep olur. Serbest su yüzeyinin varlığı durumunda yanal öteleme kuvveti;

- Rüzgarüstü taraftaki yüksek basınç alanının yüzeyi yukarı yönlü itmesinin bu bölgede basıncı artırması,
- Rüzgaraltı taraftaki girdapsı yapılar ile rüzgaraltı kıç omuzluktaki alçak basınç alanının bileşkesinden kaynaklanan alçak basınç alanının ise serbest su yüzeyinin aşağı doğru deforme etmesinin bu bölgede basıncı daha da düşürmesi,

ve neticede her iki taraf arasındaki dinamik basınç farkının büyümesi sebebiyle artacaktır. Başka bir ifade ile statik sürüklenme manevrası icra eden su altı aracı serbest su yüzeyine ne kadar yakınsa maruz kalacağı yanal öteleme kuvveti de o oranda artmaktadır.

Amiri vd. (2018b) yukarıda yanal öteleme kuvveti için vardıkları sonucu serbest su yüzeyinin varlığı nedeniyle savrulma momentindeki (N) değişimi açıklayabilmek için kullanmışlar, bunun için yanal öteleme kuvvetinin boy doğrultusundaki dağılımını aracın açık su ve serbest su yüzeyi etkisi altındaki durumları için Şekil 10'da gösterildiği gibi plotlayarak çalışmalarında göstermişlerdir.



**Şekil 10.** Farklı derinlikler için yanal öteleme kuvvetinin boy doğrultusunda dağılımı (Amiri vd., 2018b)

Şekil 10'dan görülebileceği üzere derin dalmış durumda yanal öteleme kuvvetine su altı aracının baş tarafına yakın kesitler daha fazla katkı sunarken, serbest su yüzeyine yaklaştıkça çapraz akış ayrılmasının sebep olduğu rüzgaraltı kıç omuzluk girdap çiftinin serbest su yüzeyi ile etkileşimi yanal öteleme kuvvetinin üretimine kıç tarafa yakın kesitlerin daha fazla katkı sağlamasına yol açar. Bu kesitlerin neden olduğu yanal öteleme kuvvetindeki artış ise negatif yönlü bir savrulma momenti oluşturur. Derin dalmış durumda pozitif işaretli olan savrulma momenti bu negatif yönlü etki sebebiyle yanal öteleme kuvvetinin aksine derinliğin artan bir fonksiyonu olur. Kıç kesitlerin satıha yaklaştıkça yatay düzlemde kuvvet ve momentlere olan bu etkileri serbest su yüzeyiyle etkileşim halinde olan bir su altı aracının manevra karakteristikleri üzerinde kıça yakın kesitlerin baskın bir etkisi olduğunu göstermektedir.

Yatay düzlem büyüklüklerinin derinliğe bağlı değişim bilgisi kullanılarak ulaşılabilecek bir diğer sonuç ise daha önce Saout (2003) ve Saout ve Ananthkrishnan (2011) tarafından potansiyel teoriye dayalı,

Efremov ve Milanov (2019) tarafından ise deneysel yöntemler kullanılarak gösterilen satıha yaklaştıkça aracın yatay düzlem stabilitesindeki artışın sebepleridir. Amiri vd. (2019) stabilitedeki bu değişimi yanal öteleme "v" ve açısız savrulma "r" hızlarının oluşturduğu hidrodinamik momentlerin moment kollarındaki (sırasıyla  $l_v$  ve  $l_r$ ) değişim ile açıklamışlardır. Yatay düzlemde stabilite kriterini veren denklem (8)'deki ifade söz konusu moment kolları cinsinden;

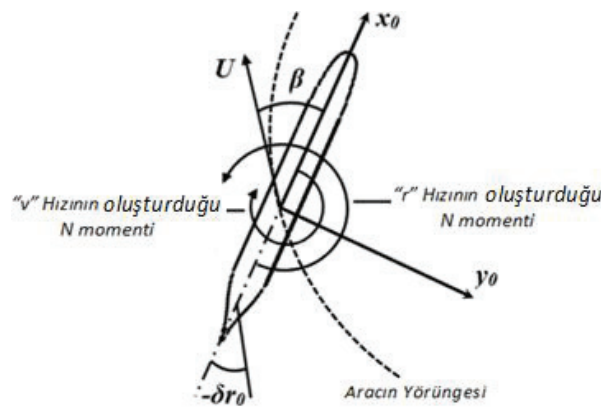
$$\frac{N'_r - m'x_G}{Y'_r - m'} - \frac{N'_v}{Y'_v} > 0 \quad (8)$$

Denklem (6)'da gösterildiği gibi yazılabilir.

$$l_r - l_v > 0 \quad (9)$$

Buna göre satıha yaklaştıkça yanal öteleme hızı (v) tarafından yaratılan yanal öteleme kuvvetinin artarak N momentinin azalması bu hızdan kaynaklanan momentin moment kolunu küçültecektir. Açısız savrulma hızı nedeniyle oluşan Y kuvveti ve N momentini ise satıha yaklaştıkça benzer bir artış eğilimi gösterdiği için yukarı yönde bir miktar değişecektir. Denklem (9)'da moment kolları cinsinden verilen yatay düzlem stabilite kriteri göz önünde bulundurulduğunda moment kollarındaki anılan değişimler aracın dinamik stabilitesinin iyileşmesi, dolayısı ile aracın manevra edilebilirliğinin azalması anlamına gelecektir.

Serbest su yüzeyinin etkisi ile yatay düzlem dinamik stabilite özelliklerindeki bu iyileşmenin nedenlerine ilave olarak iyileşmenin bu düzlemde gerçekleştirilen manevraları nasıl etkilediği de incelenmelidir. Bu noktaya kadar sunulan sonuçlardan her ne kadar yatay düzlemde aracın manevra edilebilirliğinin azalacağı yönünde genel bir kanıya ulaşmak mümkünse de bu analizlerin yapılması hareketin fiziğinin anlaşılması açısından önemlidir. Bu kapsamda daimi dönüş ve zig-zag ( $10^\circ/10^\circ$ ) manevralarının değişik derinlikler için yörüngeleri Amiri vd. (2019) tarafından analiz edilmiştir.



**Şekil 11.** Serbest su yüzeyine yakın yatay düzlemde  $\delta r_0$  dümen açısı ile dönüş yapan araç (Amiri vd., 2019)

Yazarlar aracın manevra edilebilirliğinin azalacağı yönündeki genel kanıyı inceledikleri;

- Daimi dönüş manevrası için; taktik çap, ilerleme ve yanlama mesafelerinin arttığını,
- Zig-zag manevrası için; overshoot mesafesinin azaldığını,

göstererek desteklemişlerdir. Yazarlar ayrıca su altı aracının manevra edilebilirliğindeki bu azalmayı efektif sürüklenme açısındaki ( $\beta$ ) azalma ile açıklamışlardır. Buna göre manevra edilebilirlikteki azalma serbest su yüzeyi ile etkileşimin bir sonucu olarak aynı amudi dümen açısı ile daha küçük sürüklenme etkisi elde edilebilmesinden kaynaklanmaktadır.

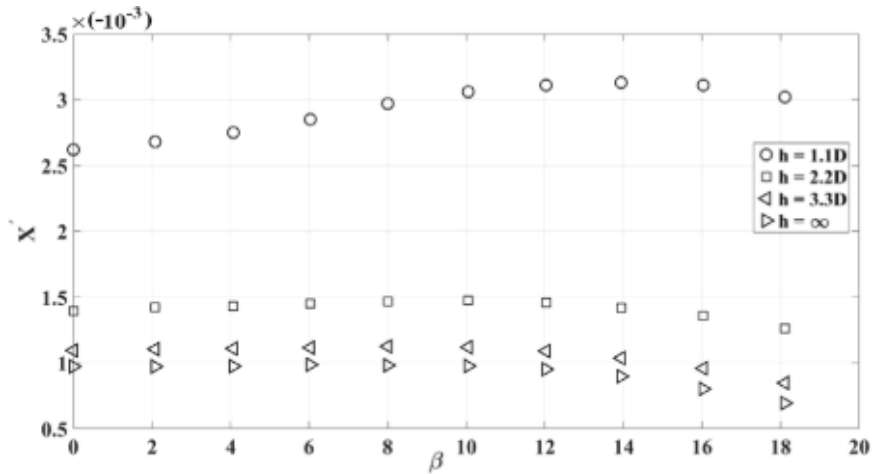
Serbest su yüzeyine yaklaştıkça savrulma momentinin (N) yan öteleme hızından ( $v$ ) kaynaklanan bileşeni azalarak savrulma açısal hızından ( $r$ ) kaynaklanan bileşeni artacaktır (Şekil 11) Neticede birbirine zıt yönlü bu iki etkinin bileşkesi giderek azalacaktır. Düşey (amudi) dümen açısı sabit kalsa dahi yaratacağı sürüklenme etkisi daha az olacak ve neticede su altı aracının yatay düzlemde manevra edilebilirliği azalacaktır.

## 8. Serbest Su Yüzeyinin Varlığı Nedeniyle Oluşan Düzlem Dışı Etkileşimler

Bir su altı aracı serbest su yüzeyine yaklaştıkça düşey düzlemde, sürüklenme açısı arttıkça da yatay düzlemde hangi ilave kuvvet ve momentlere maruz kalacağı sebepleri ile birlikte Bölüm 6 ve Bölüm 7'da incelenmiş olup, bu incelemeler her bir durum için diğerinin etkisi olmaksızın yapılmıştır.

Bununla birlikte serbest su yüzeyine yakın statik sürüklenen bir su altı aracının rüzgaraltı tarafında oluşan girdapsı yapıların yüzeyle etkileşimi aracın yalnızca yatay düzlemde maruz kaldığı kuvvet ve momentlerin derin dalmış durumdan farklı olmasına değil aynı zamanda düşey düzlemde serbest su yüzeyi etkisi ile oluşan kuvvet ve momentlerin de  $\beta=0^\circ$  durumundan farklı olmasına yol açacaktır.

Çalışmalarında çapraz akış ayrılması kaynaklı girdaplar ile serbest su yüzeyi etkileşiminin bu düzlem dışı (out-of-plane) etkilerine yer veren Amiri vd. (2018b) DARPA Suboff AFF-1 geometrisi için  $Fr=0.512$ 'de ve  $D^*=1.1-\infty$  aralığındaki derinliklerde X, Z kuvvetleri ile M momentinin derinliğe ve sürüklenme açısına ( $\beta=0^\circ-18.11^\circ$ ) bağlı değişimini incelemişlerdir.



**Şekil 12.** Farklı derinlikler için DARPA Suboff AFF-1'e etkiyen "X" kuvvetinin  $\beta$ 'ya göre değişimi (Amiri vd., 2018b)

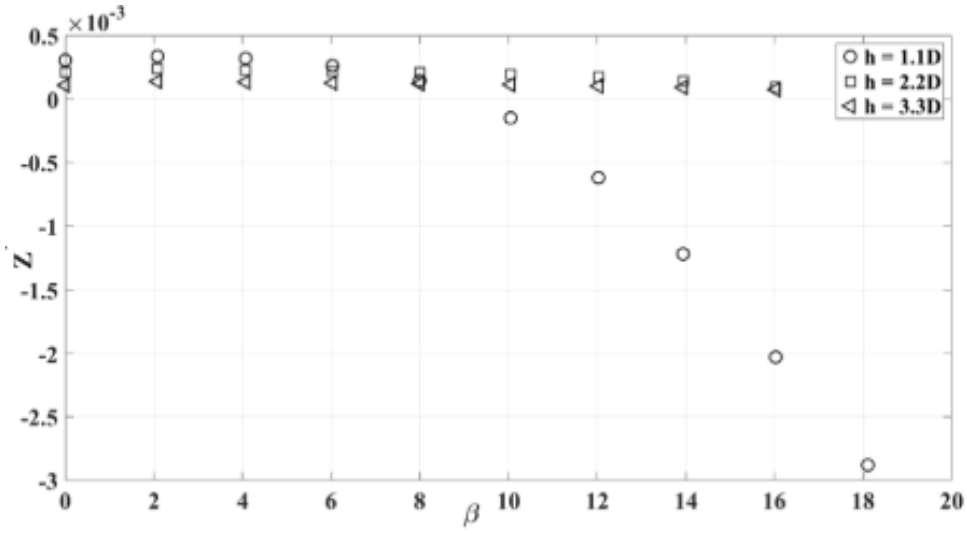
Buna göre yazarlar;

- Derin dalmış durumun aksine sürüklenme açısındaki artışın X yönündeki kuvveti Şekil 12'de gösterildiği gibi artırdığını,

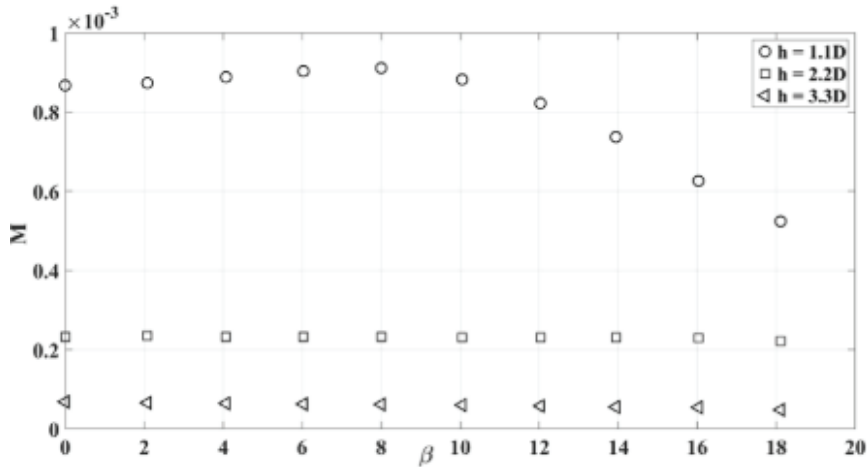


- En küçük dalma derinliği için ( $D^*=1.1$ ) Z kuvvetinin Şekil 13'te gösterildiği gibi  $\beta=10^\circ$ 'ye kadar yukarı yönlü (pozitif) ve sürüklenme açısının azalan, bu değerden büyük açılarda ise aşağı yönlü (negatif) ve sürüklenme açısının artan bir fonksiyonu olduğunu,
- En küçük dalma derinliği için ( $D^*=1.1$ ) M momentinin Şekil 14'te gösterildiği gibi  $\beta=10^\circ$ 'ye kadar sürüklenme açısındaki artıştan etkilenmediğini, bu değerden büyük açılarda ise baş aşağı (pozitif) yönlü olan momentin büyüklüğünün azalmasına sebep olduğunu,

tespit etmişlerdir.



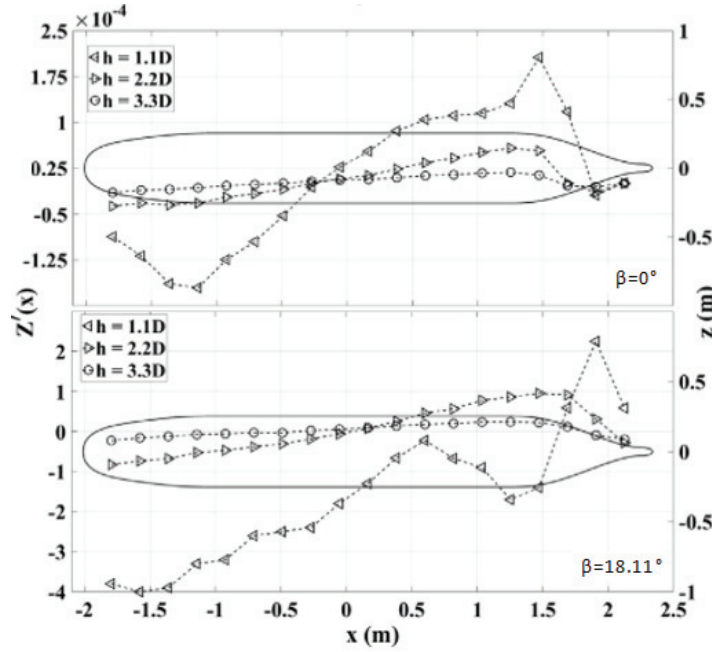
**Şekil 13.** Farklı derinlikleri için DARPA Suboff AFF-1'e etkiyen "Z" kuvvetinin  $\beta$ 'ya bağlı değişimi (Amiri vd., 2018b)



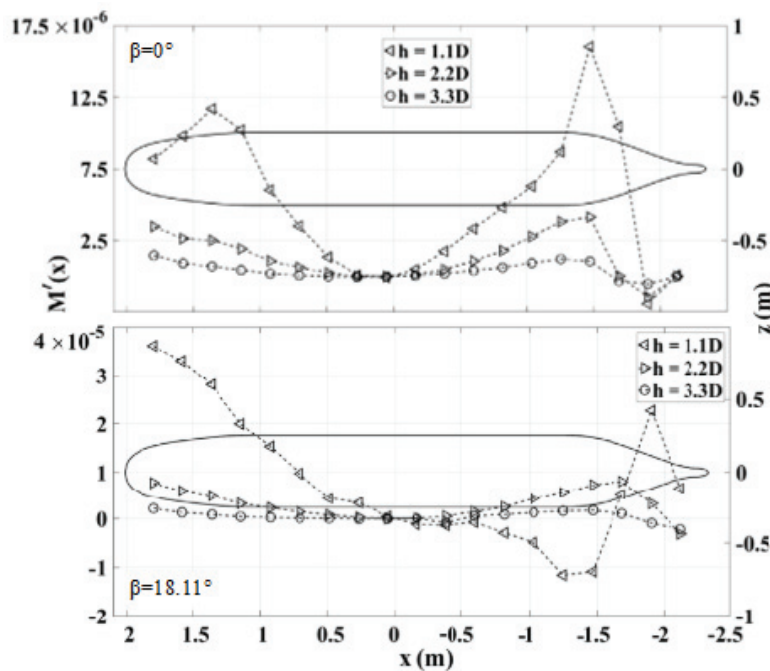
**Şekil 14.** Farklı derinlikleri için DARPA Suboff AFF-1'e etkiyen "M" momentinin  $\beta$ 'ya bağlı değişimi (Amiri vd., 2018b)

Z kuvveti ve M momentini için bu değişimlerin sebebini inceleyen yazarlar, serbest su yüzeyine yaklaştıkça özellikle aracın kış kısmına yakın kesitlerde Z kuvveti dağılımının Şekil 15'teki gibi ciddi bir şekilde değiştiğini saptamışlardır. Buna göre rüzgarüstü taraftaki durgunluk noktası üzerinde yukarı yönlü deforme olan serbest su yüzeyi rüzgarüstü yüksek basınç alanının rüzgaraltı tarafa doğru genişlemesine sebep olur. Öte yandan rüzgaraltı girdapları yapılarının serbest su yüzeyini aşağı doğru

deforme etmesinin düşürdüğü dinamik basınç, rüzgaraltı tarafta oluşan ters (adverse) basınç gradyeninin büyüklüğünü azaltarak çapraz akış ayrılmasının gecikmesine ve rüzgaraltı alçak basınç alanının daha da küçülmesine sebep olur. Bu iki olgu beraber değerlendirildiğinde, sürüklenme açısı arttıkça çapraz akış kaynaklı aşağı yönlü Z kuvvetinin düşey düzlem simetrisinin bozulması sebebiyle oluşan yukarı yönlü Z kuvvetini domine ettiği sonucuna varılabilir. Böylece bileşke kuvvetin  $\beta=10^\circ$  civarında yön değiştirmesi ve dolayısı ile M momentindeki Şekil 16'da görülen sürüklenme açısına bağlı azalma eğilimi açıklanabilir.



**Şekil 15.** Farklı derinlikler ve sürüklenme açısının asgari ve azami değerleri için DARPA Suboff AFF-1 geometrisinin maruz kalacağı dalıp-çıkma kuvvetleri (Amiri vd., 2018b)



**Şekil 16.** Farklı derinlikler ve sürüklenme açısının asgari ve azami değerleri için DARPA Suboff AFF-1 geometrisinin maruz kalacağı yunuslama momenti (Amiri vd., 2018b)

## 9. Serbest Su Yüzeyinin Takıntılar İle Etkileşimi

Serbest su yüzeyinin su altı aracının dinamik stabilitesine ve manevra edilebilirliğine olan etkilerinin bir diğer boyutu da kontrol yüzeylerinin verimindeki olası değişikliklerdir. Herhangi bir yönde hareket ettirilmese bile kontrol yüzeylerinin aracın konfigürasyonuna eklenmesinin veya var olan kontrol yüzeylerinin boyutunun artırılmasının dinamik stabiliteyi olumlu etkilediği (Amiri vd., 2019) bilinmekle birlikte bizzat bu yüzeylerin açısız oryantasyonu nedeniyle oluşturduğu kuvvetlerin serbest su yüzeyinden nasıl etkilendiği yakın zamanda Efremov ve Milanov tarafından deneysel olarak araştırılmıştır. DARPA SUBOFF AFF-8 konfigürasyonunun yatay düzlem manevra edilebilirliği üzerindeki etkilerini göstermek için amudi dümenin üç farklı boyutsuz dümen derinliğinde ( $D_R^* = H/h_R$ ) ve  $0^\circ$ ,  $5^\circ$ ,  $15^\circ$  ve  $35^\circ$  dümen açılarındaki yarattığı kaldırma kuvveti ve maruz kaldığı direnci inceleyen yazarlar dümen performansının (yarattığı kaldırma kuvveti) serbest su yüzeyine yaklaştıkça azaldığını ve maruz kaldığı direncin arttığını tespit etmişlerdir. Yazarlar ayrıca bu etkilerin yüksek dümen açılarındaki daha belirgin olduğunu vurgulamışlardır.

Amiri vd. (2019)'nin derinlikten bağımsız sabit bir dümen kuvveti kullanarak elde ettiği "satiha yaklaştıkça aracın yatay düzlem stabilitesindeki artış neticesinde aynı dümen açısının daha küçük sürüklenme açılarına sebep olduğu" yönündeki sonucu bu çalışmanın sonuçları ile birlikte değerlendirildiğinde; serbest su yüzeyinin yatay düzlem kuvvet ve momentleri üzerine etkisi nedeniyle azalmış olan manevra edilebilirliğin, amudi dümen verimindeki serbest su yüzeyi kaynaklı düşüş sebebiyle bir miktar daha azalacağı öngörülmektedir.

Takıntıların serbest su yüzeyi deformasyonları ve dolayısıyla kuvvet ve momentler üzerine olan etkileri konusunda ise literatürde farklı sonuçlar mevcuttur. Griffin (2002) takıntıların serbest su yüzeyi dalgalarının genliklerini artırıcı etkisi olduğu dolayısı ile cisme etkiyen kuvvet ve momentlerde de artışa sebep olduklarını savunmuştur. Liu ve Guo (2013) ise yelkenin varlığı nedeniyle baş dalgasının dalga tepesinin kıça, yelkenin olduğu noktaya doğru kayacağını öne sürmüştür, dolayısı ile yüzey dalgasının yapısının yelkenin yeri değiştirilerek değiştirilebileceğini iddia etmiştir. Polis vd. (2013b) serbest su yüzeyiyle etkileşim halindeki DARPA Suboff AFF-1 ve AFF-2 geometrilerinin düşey düzlem kuvvet ve momentlerini kıyaslayarak yelkenin serbest su yüzeyiyle etkileşiminin bu büyüklüklerin derinliğe bağlı azalma karakteristikleri üzerinde farklılıklara sebep olabileceğini öne sürmüşlerdir.

Her üç çalışmanın takıntıların serbest su yüzeyi deformasyon şekilleri üzerinde etkili olduğu yönündeki sonuçlarının aksine Shariati ve Mousavizadegan (2017) DARPA Suboff AFF-1 ve AFF-8 geometrilerini  $D^* = 1.3 \sim 4.4$  derinlik ve  $Fr = 0.128 \sim 0.84$  aralığında analiz ettiği çalışmalarında takıntıların varlığının serbest su yüzeyi dalga paternleri ve dolayısı ile düşey düzlem kuvvet ve momentleri üzerinde belirgin bir etkisi olmadığını sonucuna varmışlardır.

## 10. Serbest Su Yüzeyinin Sevk Parametrelerine Etkileri

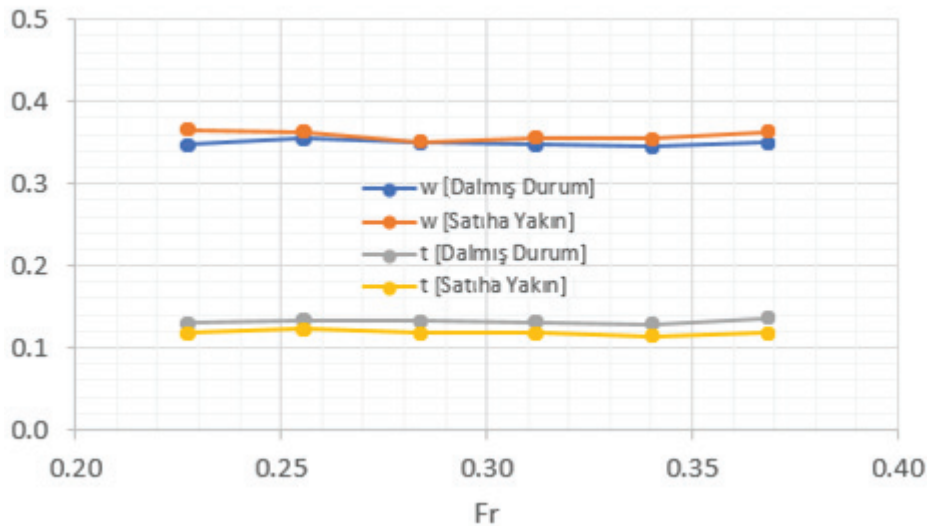
Serbest su yüzeyi ile etkileşimin cismin manevra karakteristikleri açısından incelenmesi gereken bir diğer boyutu da sevk parametrelerinin söz konusu bu etkileşim altında değişimleridir. Genellikle bu değişimler serbest su yüzeyinin diğer etkilerine göre (eksenel kuvvet, kaldırma kuvveti vb.) çok daha küçük olduğundan (Zhang ve Zhang, 2014) bu konudaki literatür birbirinden bağımsız birkaç spesifik çalışmadan ibarettir.

Serbest su yüzeyi etkisi altında tekne-pervane etkileşiminin nasıl değiştiğini saptamayı hedefledikleri çalışmalarında Zhang ve Zhang (2014) iz katsayısı "w" ve itme azalması katsayısı "t"larının dalmış durum ve satiha yakın analiz koşullarındaki değerlerini karşılaştırarak literatürde bu alanda bilinen ilk çalışmayı

gerçekleştirmişlerdir. Yazarlar su altı aracının kritik dalma derinliğinden daha yukarıda olduğu durumlarda bile yukarıda anılan pervane-tekne etkileşim parametrelerinin Şekil 17’den de görülebileceği üzere bu durumdan çok az etkilendiğini tespit etmişler ve sevk parametrelerinin serbest su yüzeyinin varlığından etkilenme kriterinin tekne için geçerli olan kriterden farklı olduğunu öne sürmüşlerdir. Buna göre serbest su yüzeyi etkilerinin sevk parametreleri açısından kritik olduğu derinliğin ITTC tarafından suüstü gemileri için önerilen kriterlerle (ITTC-Specialist Committee, 2002) analogik olarak pervane çapı cinsinden denklem (10)’da gösterildiği şekilde ifade etmişlerdir.

$$D_s^* = \frac{d_{shaft}}{D_{prop}} \geq 1.5 \quad (10)$$

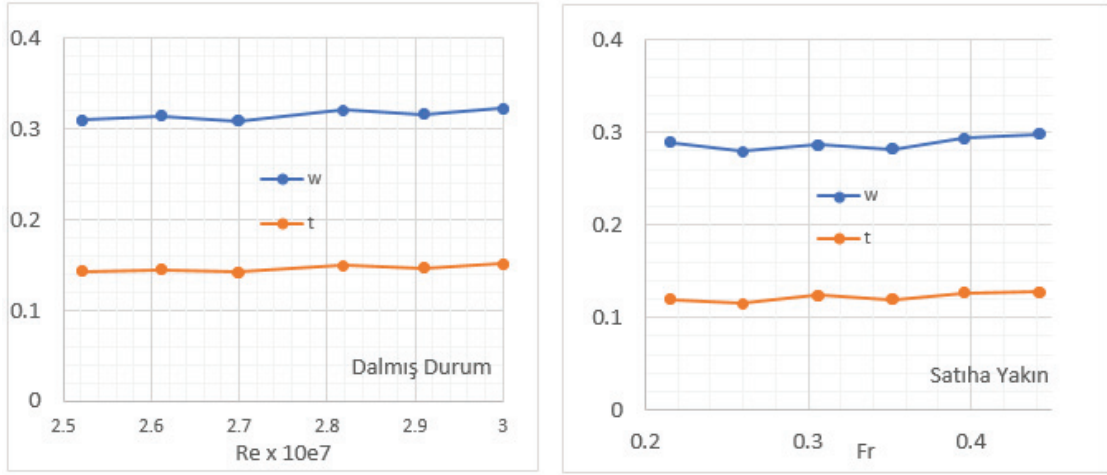
Denklem (10)’da  $d_{shaft}$  pervane şaft merkezinin derinliğini,  $D_{prop}$  pervane çapını ve  $D_s^*$  pervane şaft merkezinin boyutsuz dalma derinliğini ifade etmektedir. Yazarlar başka bir deyişle modern denizaltıların şnorkel/periskop derinlikleri ve pervane çapları dikkate alındığında sevk parametrelerinin bu operasyonlar sırasında serbest su yüzeyinin varlığından etkilenmediği sonucuna varılabilir.



Şekil 17. “w” ve “t” katsayılarının derinliğe ve Froude sayısına bağlı değişimi (Zhang & Zhang 2014)

Satiha yakın klasik operasyonların yanında özellikle serbest su yüzeyinin yarılması ile neticelenen emercensi satıh manevrası gibi dinamik manevralar pervanenin serbest su yüzeyine kritik derinlikten daha fazla yaklaşmasına sebep olabilir. Vali vd. (2018) kritik derinlikten daha küçük derinliklerde ( $D^*=0.9$ ) pervane karakteristiklerinin ve tekne-pervane etkileşim parametrelerinin değişimini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Buna göre serbest su yüzeyine kritik derinlikten daha fazla yaklaşmanın pervane itme katsayısını “ $K_T$ ” düşüreceğini ve benzer bir etkiye itme azalma katsayısı “t” (%19) ve iz katsayısı “w” (%7) için de sebep olacağı sonucuna varmışlardır (Şekil 18).

Bu alandaki bir diğer deneysel çalışma da serbest hareketli jenerik bir denizaltı modeli (Joubert BB2) kullanarak Carrica vd. (2019) tarafından gerçekleştirilmiştir. Derin dalmış ve satıha yakın derinlikler için sabit ilerleme hızı şartının sağlandığı deney sonuçlarından yazarlar serbest su yüzeyine yaklaştıkça pervane açılma hızının ve itmesinin artan dirence bağlı olarak artması gerektiği (pervane veriminin azalması) bunun da  $K_T$  ve  $K_Q$  değerlerinin bir miktar artmasına sebep olarak pervanenin daha yüklü çalışmasına neden olacağı sonucuna varmışlardır.



**Şekil 18.** Jenerik bir denizaltı ve stok pervane için dalmış ve satıha yakın durumlarda “t” ve “w” katsayılarının karşılaştırılması (Vali vd., 2018).

Wang vd. (2020) serbest yüzeyin etkilerini pervaneye gelen akış ve pervane izindeki değişimlere bağlı olarak incelemiştir. Farklı derinlik ve ilerleme katsayısı değerlerinin kullanıldığı çalışmanın sonucunda yazarlar serbest su yüzeyine yaklaştıkça her iki akış bölgesinin de önemli ölçüde değiştiği sonucuna varmışlardır. Yazarlar pervane kanatlarının maruz kaldığı yüklerin akış sahasındaki bu değişiklikler sebebiyle arttığını belirlemiştir. Bu sonuç Carrica vd. (2019) tarafından ulaşılan sonuçlarla tutarlıdır.

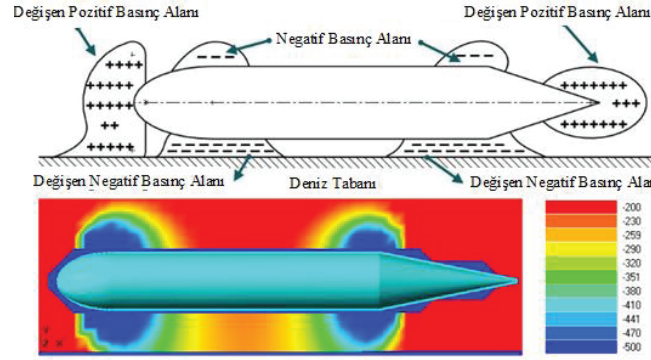
Satıha yaklaştıkça derinliğe bağlı olarak azalan hidrostatik basınç ve hızın sabit tutulabilmesi için pervanenin daha yüklü çalışma zorunluluğu bir araya geldiğinde kavitasyonun bir problem olarak ortaya çıkma ihtimali artmaktadır.

### 11. Deniz Tabanının Su altı Aracının Manevrasına Etkileri

Su altı araçlarının satıha yakın harekât icra etme zorunluluğu çoğu zaman sığ sularda gerçekleştiğinden beraberinde deniz tabanı etkilerinin de manevra analizlerine dâhil edilme zorunluluğunu doğurur (Efremov ve Milanov, 2019). Deniz tabanına yaklaşmanın serbest su yüzeyinde olduğu gibi su altı aracının üzerindeki dinamik basınç dağılımı etkileyerek aracı ilave kuvvet ve momentlere maruz bıraktığı ve bu kuvvet ve momentlerin etkisinin kontrol yüzeyleri ve/veya balast sistemi ile dengelenmesinin zorunlu olduğu uzun yıllardır bilinmesine rağmen bu konuda açık literatürde ilk sistematik çalışma Bystron ve Anderson (2000)'un yaptığı deneylerdir. Yazarlar bu deneylerin sonuçlarından cismin deniz tabanının etkisiyle maruz kalacağı düşey yönlü kuvvet ve yunuslama momentinin büyüklüklerinin dip-omurga mesafesindeki değişimin doğrusal bir fonksiyonu olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Su altı aracının etrafındaki dinamik basınç alanının simetrisinin Şekil 19’da gösterildiği gibi deniz tabanının etkisiyle bozulması da serbest su yüzeyinde olduğu gibi Bernoulli İlkesi ile açıklanabilir. Buna göre araç deniz tabanına yaklaştıkça omurga ve deniz tabanı arasında kalan akışkanın miktarı azalacak ve hızı artacaktır. Bu hız artışı ise paralelinde omurga bölgesinde basıncın düşmesine (Venturi etkisi) ve basınç alanının simetrisinin bozularak ilave kuvvet ve momentlerin ortaya çıkmasına sebep olur.

Bu kuvvet ve momentin büyüklüğü (deniz tabanına olan mesafeye bağlı olarak) bazı aşırı durumlarda su altı aracının kontrol yüzeyleri tarafından oluşturulabilen karşıt yönlü etkinin üst sınırı mertebesine ulaşabilmektedirler (Bettle vd., 2010).



**Şekil 19.** Deniz tabanı etkisiyle değişen dinamik basınç alanı (Mooresun vd., 2016)

Deniz tabanı ile etkileşimin oluşturduğu kuvvet ve momentler basınç dağılımındaki değişimin sonuçları olduğundan viskoz etkilerden bağımsız oldukları düşünülebilir. Böylece deniz tabanına yakın seyreden bir su altı aracının etrafındaki akışın çözümünde potansiyel teoriye dayalı yöntemlerin doğru sonuç vermesi beklenir (Pétillon vd., 2019). Mackay (2003) bu gerçekten yola çıkarak ve suüstü gemilerinin hızları nedeniyle maruz kaldıkları çökme (squat) olgusu ile benzerlik kurarak su altı araçlarının deniz tabanına yakın seyrederken maruz kaldıkları negatif yönlü kaldırma kuvveti ve çökme miktarını sınır integral yöntemi ile tahmin eden bir yöntem geliştirmiştir.

Sayısal hesaplama altyapısının ve paralelinde viskoz yöntemlerin gelişimi ile ortaya çıkan yeni analiz imkânları bu alanda da araştırmacıların dikkatini çekmiştir. Wu vd. (2005), Bettel vd. (2010), Du vd. (2014), Mooresun vd. (2016) ve Pétillon vd. (2019) çalışmaları ile bu alana öncülük etmiştir.

Wu vd. (2005) RANS denklemlerini kullandığı çalışmalarında Bystron ve Anderson (2000)'un deneysel bulgularını destekleyecek verilere ulaşmış, yine RANS denklemleri ve farklı türbülans modellerini kullanan Du vd. (2014) ve Mooresun vd. (2016) direnç ve kaldırma kuvveti katsayılarının dip-omurga mesafesine bağlı olarak değişimini incelemiş ve bu değişim verisinden deniz tabanı ile etkileşimin başladığı kritik dip-omurga mesafesine ilişkin bir kriter belirlemeye çalışmışlardır. Çalışmalarında çok farklı (takıntılı ve takıntısız) su altı aracı formları kullanan yazarlar  $e=2\sim 2,5$ 'ten daha büyük mesafeler için ilave direnç bileşeninin,  $e=5$ 'ten daha büyük mesafeler için ise su altı aracı etrafındaki basınç dağılımındaki asimetrisinin (kaldırma kuvveti ve yunuslama momenti) ortadan kalktığı noktasında birleşmişlerdir. Burada "e" su altı aracının deniz tabanına boyutsuz mesafesi olup denklem (11)'deki gibi ifade edilir. Denklem (11)'de yer alan ifadede "h" su altı aracının deniz dibine mesafesini "D" ise çapını temsil etmektedir.

$$e = \frac{h}{D} \quad (11)$$

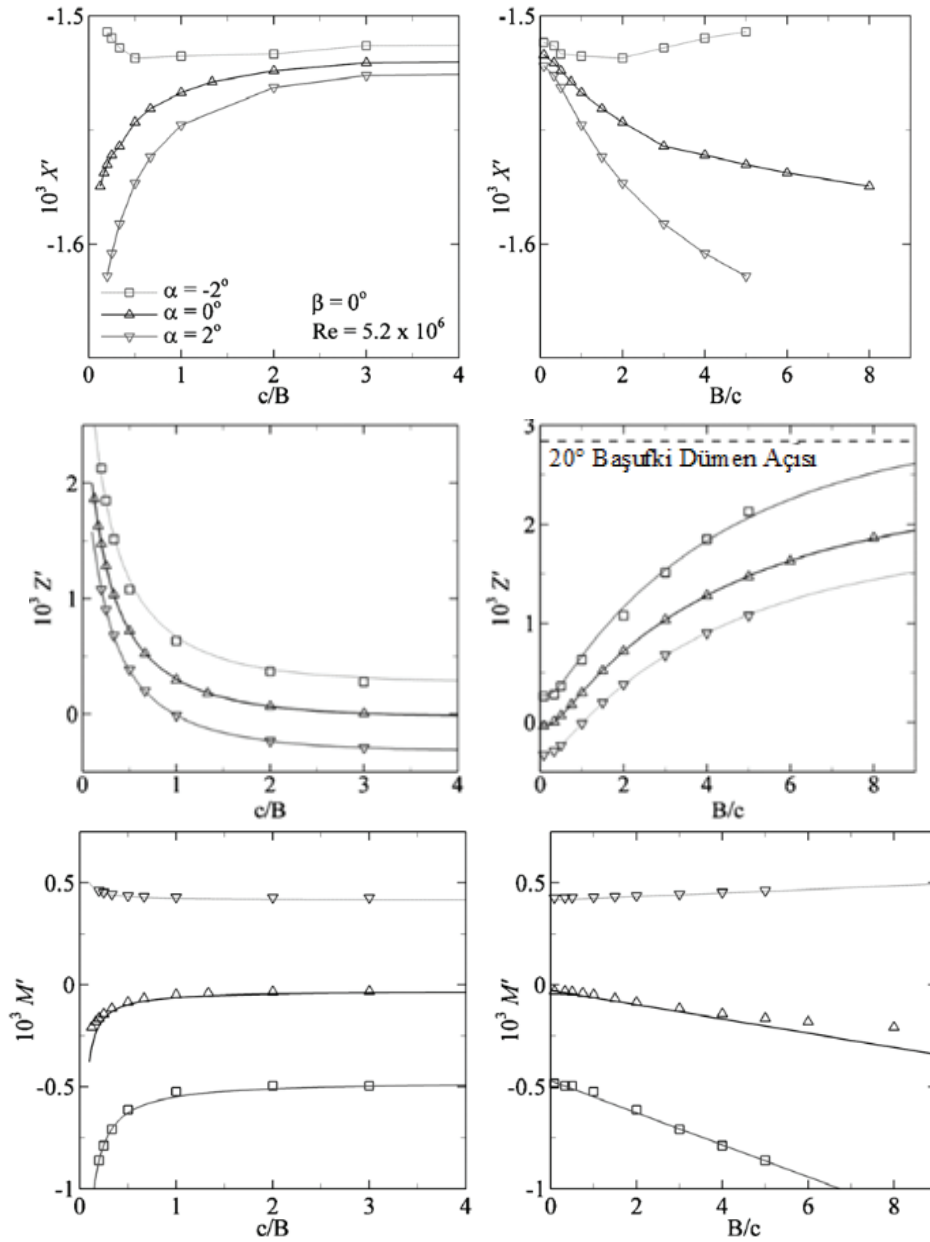
Bu sonuçtan yola çıkarak karakteristik otonom su altı aracı hızlarında ( $\leq 5$  m/s) geometriden bağımsız olarak deniz tabanı ile etkileşimin  $e=5$ 'ten daha küçük mesafeler için söz konusu olacağı söylenebilir. Ayrıca kritik dip-omurga mesafesinin belirlenmesinde kaldırma kuvvetinin daha belirleyici rol oynadığı görülebilmektedir. Bu sonuç ışığında Du vd. (2014) düşük dip-omurga mesafelerinde ve doğrusal rotada seyreden bir su altı aracının maruz kalacağı negatif yönlü kaldırma kuvvetinin etkisinin ortadan kaldırılabilmesi için aracın bu derinliklerde küçük bir pozitif ufki dümen açısı ile kullanılmasını tavsiye etmişlerdir.

Her iki çalışmanın yukarıda anlatılan ortak yönlerinin yanında Du vd. (2014) ayrıca incelenen büyüklüklerin ve kaldırma kuvvetinin merkezi ile aracın sephiye merkezinin araç üzerinde farklı yerlerde





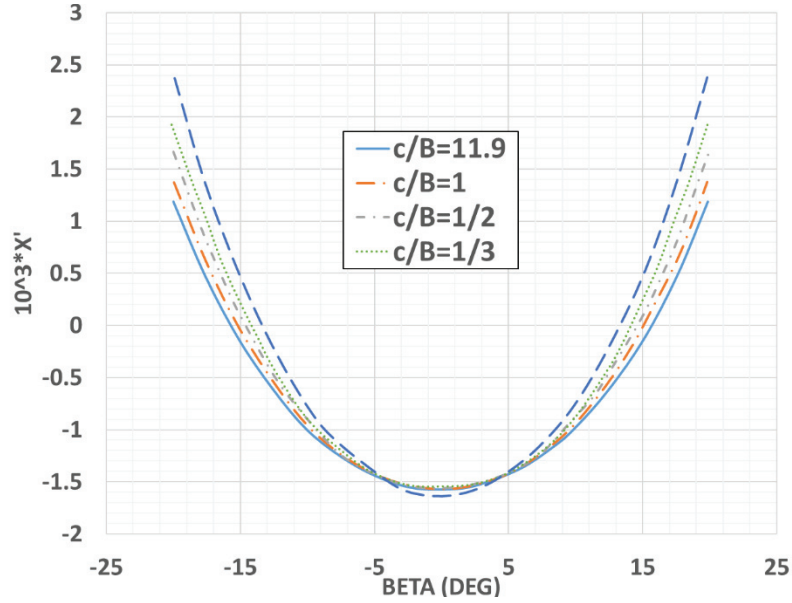
Bu durum su altı aracının baş tarafında dip ile etkileşimin artmasına ve oluşan aşağı yönlü kuvvetin büyüklüğünün artarak baş tarafın daha fazla dibe çekilmesi ile sonuçlanır ve negatif hücum açısının artmasına sebep olur. Başlangıçta pozitif hücum açısına sahip bir su altı aracı için ise tam tersi bir durum söz konusudur. Hücum açısı kaçınılmaz olarak pozitif yönde daha da artar. Sonuç olarak küçük bir hücum açısı pertürbasyonuna (negatif veya pozitif) maruz kalan deniz tabanı ile etkileşim halindeki su altı aracı herhangi bir kontrol sistemi gidisi olmaksızın bu pertürbasyonu sönmüleyemez ve giderek daha büyük yunuslama momentlerinin etkisi altında kalır. Bu bakımdan deniz tabanı ile etkileşim halindeki su altı araçları yunuslama yönündeki pertürbasyonlara karşı düşey düzlemde stabil değildirlir ve deniz tabanı ile mesafelerini korumak için kontrol yüzeylerinin kuvvet girdisine ihtiyaç duyarlar.



Şekil 21. Düşey düzlemde kuvvet/momentlerin farklı  $\alpha$  açıları için  $c/B$  ile değişimi (Bettle vd., 2010).

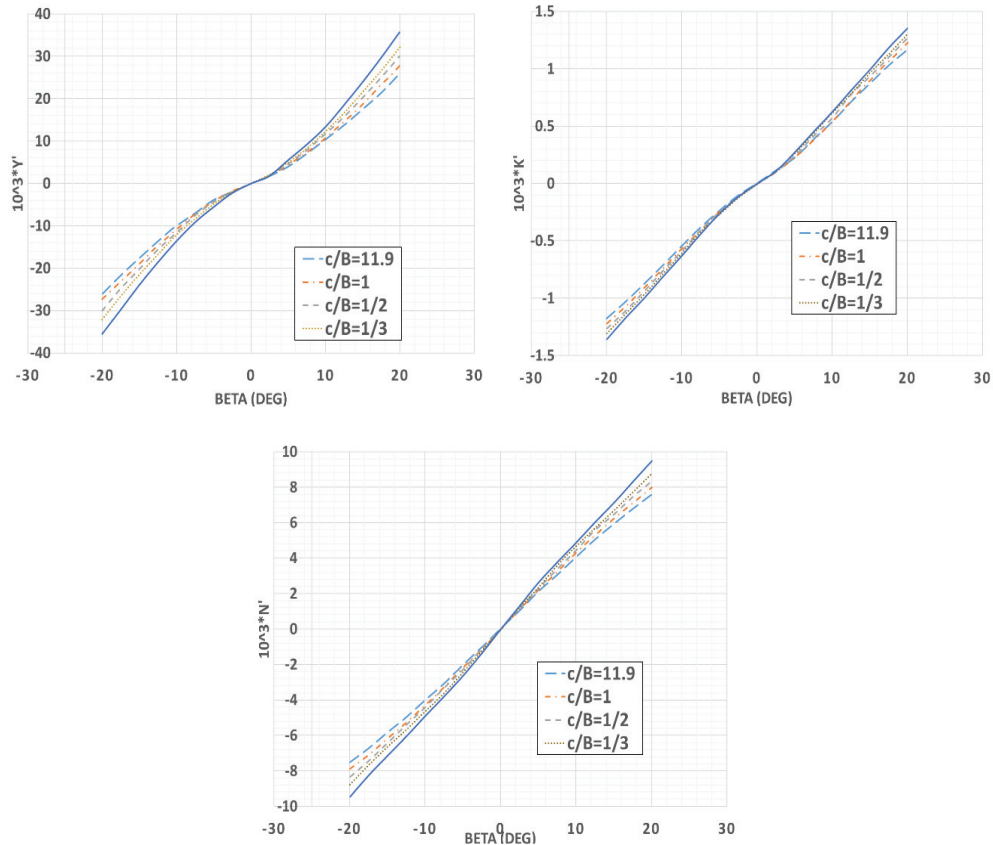
Bettle vd. (2010) çalışmasının bir diğer inceleme konusu da yatay düzlemde statik sürüklenmenin deniz tabanı ile etkileşimde olan aracın yatay ve düşey düzlem manevra karakteristiklerine olan etkilerdir. Buna göre eksenel yönlü kuvvetin Şekil 22'den de görülebileceği üzere küçük sürüklenme açılarında

( $\beta \leq 5^\circ$ ) azalan dip-omurga mesafesi ile yavaşça arttığı ancak sürüklenme açısının daha büyük değerleri için bu artışın daha hızlı olduğu yine bu çalışmanın sonuçları arasındadır.



Şekil 22. Eksenal yönlü kuvvetin değişik c/B değerleri için  $\beta$ 'ya bağlı değişimi (Bettle vd., 2010)

Hareketle (statik sürüklenme) aynı düzlemde olan yanal öteleme (sway) kuvveti "Y" ile savrulma (yaw) "N" ve ayrıca yalpa (roll) "K" momentlerinin sürüklenme açısından bağımsız olarak azalan dip-omurga mesafesi ile artma eğiliminde oldukları Şekil 23'ten gözlemlenebilir.



Şekil 23. Yatay düzlemde kuvvet/momentlerin değişik c/B için  $\beta$ 'ya bağlı değişimi (Bettle vd., 2010)

Statik sürüklenme açısının varlığı sadece kendisi ile aynı düzlemdeki (yatay) kuvvet ve momentleri değil aynı zamanda yelkenin rüzgaraltı tarafında oluşan girdaplılık nedeniyle düzlem dışı (out-of-plane) kuvvet ve momentleri de etkiler. Çapraz akışla etkileşime girerek su altı aracının güverte ve omurgası arasında bir dinamik basınç farkı oluşmasına sebep olan söz konusu rüzgaraltı girdapsı yapılar, güverte düzlemindeki basıncın omurga düzlemine göre daha büyük olmasına neden olarak düşey doğrultuda aşağı yönlü bir kuvvetin oluşmasına (Magnus etkisi) sebep olurlar. Magnus etkisinin şiddeti dip-omurga mesafesinin azalan bir fonksiyonudur. Ancak dip-omurga mesafesinin bu çalışma kapsamında incelenen en büyük değeri için bile bahse konu girdap etkileşimleri sebebiyle önemli ölçüde bir düşey yönlü kuvvetin oluşması kaçınılmazdır.

Girdap etkileşimleri nedeniyle oluşan aşağı yönlü kuvvet aracın yelkeninin izler kenarı ile kıç bölgesi arasında oluşacağından, kuvvetin merkezinin de aracın sephiye merkezinin kıç tarafında yer alması gerekir. Her iki kuvvet merkezi arasındaki mesafe (moment kolu) aracın ayrıca bir yunuslama momentine maruz kalmasına neden olur. Su altı aracının dönüş anında oluşan orta büyüklükte ( $5^{\circ}$ - $15^{\circ}$ ) sürüklenme açıları ile dibe yakınlığın kombinasyonunun Magnus etkisi sebebiyle oluşan aşağı yönlü kuvvetin baş ufki dümenler ile ( $20^{\circ}$  dümen açısı kullanılarak) karşılanamayacak büyüklüğe ulaşmasına sebep olabilecektir. Bu durum, oluşum sebepleri yukarıda ayrıntılı olarak açıklanan düşey doğrultulu kuvvet ve yunuslama momentinin su altı aracının kontrol ve manevra edilebilirliği üzerine ne derece etkili olduğunu kanıtlamaktadır. Dolayısı ile operasyonel ihtiyaçlar sebebiyle sığ sularda kullanılacak ve sürekli deniz tabanı ile etkileşim halinde bulunacak su altı araçlarının kontrol yüzeylerinin boyut, mevki ve geometrik tasarımlarında aracın Magnus etkisi nedeniyle maruz kalacağı azami momentin karşılanabilmesi bir tasarım kriteri olmalıdır.

Nihai olarak deniz tabanı ile etkileşim halinde olan su altı araçlarının manevra problemini konu alan literatürün hâlihazırda kapsamadığı ancak bu problemin bütünüyle kavranabilmesi için araştırılması gereken başlıklar yine Bettel vd. (2010) tarafından özetlenmiştir. Buna göre deniz tabanının varlığının; rotasyonel manevra katsayılarına, sürüklenme ve hücum açısı kombinasyonlarına, kontrol yüzeylerinin yarattığı kuvvetlere ve emercensi sath manevrası gibi ani gelişen (zamana bağlı) manevralara etkilerinin de analiz edilmesi bu konudaki literatüre tamamlayıcı yönde katkı sunacaktır.

## 12. Sınır Etkilerin Manevra Modelinde Temsil Edilmesi

Su altı araçları işlevlerini yerine getirirken her durumda emniyetli seyir yapabilmelidirler. Bunun için gerçekleştirdikleri manevra yörüngelerinin önceden hesaplanabilmesi ve bu yörünge verisine istinaden araca özgü emniyetli seyir zarfının (Maneuvering Limitation Diagram-MLD) oluşturulması gereklidir. Derin dalmış durumda bu zarf aracın mukavim teknesinin hidrostatik basınç altında parçalanacağı derinliğin altına inmesine sebep olacak manevraların tespitinden ibaret iken, sınır etkileri söz konusu olduğunda aracın serbest su yüzeyini yarmasının ve deniz dibine çarpmasının önlenmesi gibi sınırlamaları da içermelidir.

Su altı aracının manevra hesaplamalarının yapılarak emniyetli seyir zarfının oluşturulabilmesi için bir manevra simülasyon modeline ihtiyaç vardır (Renilson, 2015). Ancak bu modelde akışkan sınırı etkilerinin de doğru temsil edilmesi gereklidir (Polis vd., 2013b). Serbest su yüzeyi ve deniz dibinin su altı aracı üzerine yatay ve düşey düzlemlerde fiziksel etkileri ile bu etkilerin nedenleri/sonuçları incelendikten sonra anılan etkilerin hareketi kontrol eden denklemlerde nasıl temsil edileceği sorusu ortaya çıkmaktadır.

Klasik manevra modelleri, su altı aracının hareketlerini açıklamak için araca etkiyen kuvvet ve momentleri bu büyüklüklerin değişik kinematik parametrelere (doğrusal/açısal hız/ivme vb.) göre değişimini gösteren hidrodinamik katsayılar cinsinden hesaplamalara yansıtır.

Sınır etkilerinin söz konusu olduğu durumlarda araca etkiyen kuvvet ve momentler kinematik parametrelerin yanında derinliğin, dip-omurga mesafesinin ve Froude sayısının da bir fonksiyonudurlar ve bu parametrelerdeki değişimin kuvvet/momentler üzerine etkilerinin de kullanılan manevra modelinde matematiksel olarak temsil edilmesi gerekir. Akışkan sınır etkilerinin matematiksel olarak manevra hesaplarına yansıtılabilmesi için;

- Farklı derinlikler için katsayıların elde edilerek literatürde mevcut manevra modellerinde kullanımı,
- Hidrodinamik kuvvet ve momentlerin sadece kinematik parametrelerin değil aynı zamanda derinliğin, dip-omurga mesafesinin ve Froude sayısının da fonksiyonu olduğu yeni bir matematiksel modelin geliştirilmesi,

seçeneklerinden birisi tercih edilmelidir (Amiri vd., 2019).

Açık literatürde henüz serbest su yüzeyi etkilerini de kapsayan genel geçer bir manevra modeli bulunmamakla beraber farklı derinliklerde yapılan analizler vasıtası ile hidrodinamik katsayı-derinlik korelasyonunu saptamayı hedefleyen çalışmalar mevcuttur.

Polis vd., (2013b) düşey düzlemde serbest su yüzeyi etkilerini Gertler ve Hagen (1967)'in manevra modeline yansıtılabilmek için ilerleme ve dalıp çıkma kuvveti ( $X'$  ve  $Z'$ ) ile yunuslama momenti ( $M'$ ) katsayılarını (boyutsuz) su altı aracının farklı dalma derinlikleri için hesaplamış ve böylece derin dalmış durumdan sapmayı da katsayı formunda türetmişlerdir. Bu formülasyona göre derinliğin ve Froude sayısının fonksiyonu olan nihai katsayılar ( $X'_*(Fr, H^*)$ ,  $Z'_*(Fr, H^*)$  ve  $M'_*(Fr, H^*)$ ) matematiksel olarak derin su katsayıları ( $X'_{*ds}$ ,  $Z'_{*ds}$  ve  $M'_{*ds}$ ) ile sapma katsayılarının ( $\Delta X'_*(Fr, H^*)$ ,  $\Delta Z'_*(Fr, H^*)$  ve  $\Delta M'_*(Fr, H^*)$ ) süperpozisyonu olarak aşağıdaki şekilde (denklem (12), (13) ve (14) ifade edilebilirler.

$$X'_*(Fr, H^*) = X'_{*ds} + \Delta X'_*(Fr, H^*) \quad (12)$$

$$Z'_*(Fr, H^*) = Z'_{*ds} + \Delta Z'_*(Fr, H^*) \quad (13)$$

$$M'_*(Fr, H^*) = M'_{*ds} + \Delta M'_*(Fr, H^*) \quad (14)$$

Sapma katsayılarının yukarıdaki formülasyonda kullanılabilmesi için derin su katsayıları ile kinematik parametreler arasında olduğu gibi Froude sayısı ve derinlikle olan korelasyonlarının matematiksel olarak bilinmesi gerekir. Bu matematiksel ifade HAD veya deney sonuçlarına eğri uydurma yöntemi ile seçilen sürekli bir fonksiyon olabileceği gibi parçalı bir fonksiyon da olabilir (Polis vd., 2013b).

Serbest su yüzeyinin varlığı nedeniyle hidrodinamik katsayılardaki değişimin matematiksel formülasyonu belirlendikten sonra manevra probleminde olası basitleştirmelerin yapılabilmesi için hangi katsayıların ne derece etkilendiğinin ve sapma miktarı ihmal edilebilecek düzeyde olan spesifik katsayıların belirlenmesi gereklidir. Su altı aracı etrafındaki akışın derin dalmış durum ile satıha yakın durum arasındaki en temel farkı düşey düzlemde akışın simetrisinin bozulması olduğundan, Broglia vd. (2007), Polis vd. (2013b) ve Renilson (2015) tarafından yalnızca düşey düzlem serbestlik derecelerine ilişkin katsayıların denklem (12), (13) ve (14) ile verilen ifadeler kullanılarak hesaplanmasının yeterli

olacağı öne sürülmüştür. Ancak Bölüm 7’de anlatıldığı gibi yakın zamanda yapılan yatay düzlem dinamik stabilite analizleri (Amiri vd., 2019) bu varsayımın bütünüyle doğru olmadığını ve derin dalmış duruma kıyasla yatay düzlemde stabilitesi artan su altı aracının hareketlerinin derin dalmış durum için türetilen katsayılar ile tatmin edici bir şekilde açıklanamayacağını göstermiştir. Manevra modelinin doğru yörünge tahmini yapabilmesi için hidrodinamik katsayılar derinliğin ve Froude sayısının bir fonksiyonu olacak şekilde hesaplanmalı veya hareket denklemleri akışkan sınır etkilerini de içerecek şekilde genelleştirilmelidir

### 13. Serbest Su Yüzeyinin Varlığının Problemin Sayısal ve Deneysel Boyutuna Etkileri

Serbest su yüzeyinin su altı aracının maruz kaldığı kuvvet ve momentlere ve dolayısı ile bu büyüklüklerin çeşitli parametrelere göre değişimini gösteren hidrodinamik katsayılara etkilerinin yanında kuvvet ve momentlerin ölçüm/hesaplama yöntemleri üzerine de bir takım etkilerinin olması kaçınılmazdır.

Kullanılan nümerik algoritmada derin dalmış duruma göre ilave iki sınır koşulunun daha (dinamik ve kinematik yüzey sınır koşulları) sağlanması zorunluluğunun getirdiği karmaşıklığın yanında rijit olmayan sınırın yerinin önceden bilinmemesi bu sınır koşullarının probleme empoze edilebilmesi için iteratif bir çözüm algoritmasını ve ilave hesaplama yükünün karşılanmasını zorunlu kılmaktadır.

Ayrıca su altı aracının dinamik basınç alanı ile etkileşimin sonucunda deforme olan serbest su yüzeyinin dalga yapısının araca etkileyen kuvvet ve momentlerin doğru tahmin edilebilmesi için yüksek çözünürlükle (yoğun bir ağ yapısı kullanılarak) saptanması gerekliliği yine ilave hesaplama yükü getiren bir diğer etkendir.

Serbest su yüzeyinin düşey düzlemde problem simetrisini bozmasının bir diğer sonucu da, statik sürüklenme simülasyonlarında yalnızca akışın geliş açısının değiştirilerek aynı ağın aracın farklı açılarda oryantasyonlarının analizinde kullanılabildiği derin dalmış durumun aksine, her bir hesaplama senaryosu için farklı bir ağa ihtiyaç duyulmasıdır. Neticede serbest su yüzeyinin etkisi altında ağ oluşturmak daha fazla hesaplama kaynağının kullanımı anlamına gelmektedir.

Sayısal analizlerin sonlu bir hacimde (kontrol hacmi) yapılması zorunluluğu su altı aracının etrafındaki akışkan alanının her iki yanda, akış ve akışın tersi yönlerde yapay olarak sınırlandırılması sonucunu doğurmaktadır. Su altı aracının etkisiyle deforme olarak bir Kelvin iz paterni oluşturan serbest su yüzeyinin ise bu yapay sınırlardan yansıyan dalgalara sebep olmaması gereklidir. Bunun için aracın Kelvin izini oluşturan dalga sisteminin hesaplama bölgesinin dışında yapay olarak sönümlenmesi ve problemi daha karmaşık hale getirecek bir "sayısal sönümlenme bölgesi"nin ve algoritmasının probleme dâhil edilmesi gereklidir.

Bir diğer sayısal problem ise mevcut yöntemlerin serbest su yüzeyinin su altı aracı tarafından yarılması gereken durumlarda (büyük açılar kullanıldığı sürüklenme deneyleri, direk sürmeyi gerektiren operasyonlar vb.) karşılaştıkları sayısal algoritmanın yakınsama problemleri ve doğrusallaştırılmış serbest su yüzeyi kabulünün geçerliliğini kaybetmesi gibi ilave güçlüklerdir (Griffin, 2002). Serbest su yüzeyinin doğrusallaştırılamaması viskoz yöntemler ile birlikte VOF ve ALE gibi serbest su yüzeyi yakalama algoritmalarının kullanımı zorunluluğunu doğuracaktır.

Deneysel yöntemler açısından araştırmacıların karşılaştığı başlıca zorluk ise birbirinden farklı ölçüm yöntemlerinin kullanımını gerektiren birçok farklı parametrenin bir arada ve eş zamanlı ölçüm zorunluluğudur. Lokal (basınç), global (kuvvet) ölçümler ile serbest su yüzeyi dalga profillerinin tespiti eş zamanlı olarak yapılmalıdır.



Bir destek mekanizması ile deney düzeneğine bağlanan su altı aracı için yukarıda ifade edilen ölçüm zorluğuna ek olarak destek mekanizmasının serbest su yüzeyi ve model ile girdiği etkileşimlerin ölçüm sonuçlarını etkilemesi ve bu etkilerin sonuçlardan arındırılması diğer bir problem kaynağıdır. Amiri vd. (2018); Dawson (2014) (serbest su yüzeyine yakın) ve Liu ve Huang (1998) (derin dalmış) gerçekleştirdiği model deney senaryolarından bazılarını destek mekanizmasının sonuçlar üzerine etkisini görmek için sayısal olarak modellediği (destek mekanizması ile birlikte) çalışmasında çubuk (strut) ve iğne (sting) tipi desteklerin incelenen analiz koşullarında ve kullanılan geometri için direnç karakteristiklerini değiştirdiği ancak iğne tipi desteğin düşey düzlemdeki kuvvet ve momentler üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğunu raporlamıştır. Bu durum aynı zamanda Bölüm 2’de öne sürülen baskın dalga sistemi olgusuna da kanıt niteliği taşımaktadır. Destek mekanizmasının varlığı nedeniyle önemli ölçüde değişen modelin kış geometrisi düşey düzlemde kuvvet ve momentler üzerinde ancak marjinal bir değişikliğe sebep olmuştur. Her ne kadar Amiri vd. (2018)'nin ulaştığı sonuçlar deneysel verilerin destek mekanizmasının varlığından etkilenmediği yolunda kanıt sunsa da bu gösterimin ve kabulün yapılabilmesi ancak HAD analizleri ile mümkün olduğundan pratik ve ekonomik bir uygulama değildir.

Bir diğer deney düzeneği alternatifi de serbest hareketli (free running) modellerin kullanımı olup, bu alternatifi de kendi içerisinde serbest su yüzeyinin varlığı sebebiyle karşılaştığı bir takım problemler mevcuttur. Düşey düzlemde serbest su yüzeyiyle etkileşim nedeniyle modelin maruz kaldığı kuvvet ve momentler modelin açıl oryantasyonunun ve serbest su yüzeyine mesafesinin korunması için bir otopilot algoritması ile birlikte kontrol yüzeylerinin de sürekli kullanımını zaruri hale getirecektir. Bu durum deforme olmuş kontrol yüzeyleri ile yeni etkileşimlerin ve zamana bağlı etkilerin ortaya çıkmasına sebep olacaktır.

#### 14. Sonuçlar

Bu çalışma kapsamında; akışkan sınırlarının su altı araçlarının manevra karakteristiklerine etkileri konusundaki literatür bu alandaki öncü çalışmalardan başlayarak taranmış ve anılan etkilere ilişkin bulguların bir sınıflandırılması yapılmıştır. Böylece bağımsız ve dağınık durumdaki çalışmalardan oluşan literatürün incelenen başlıklar altında ilişkili yönleri bir araya getirilerek genel bir değerlendirme yapılmıştır. Bu değerlendirmeden elde edilen çıkarımlar kısaca şu şekilde özetlenebilir:

- Su altı aracının akışkan sınırlarından etkilendiği ve bu sınırları etkileyebildiği kritik bir mesafe mevcuttur. Araç bu mesafenin dışında derin dalmış durumda kabul edilir ve manevra karakteristikleri akışkan sınırlarının varlığından etkilenmez. (Bölüm 2)
- Kritik mesafeden daha küçük mesafelerde Bernoulli İlkesinin bir sonucu olarak aracın etrafındaki dinamik basınç alanının düşey yönde simetrisi bozulur. Bozulan basınç alanı ise serbest su yüzeyini deforme eder. Bu karşılıklı etkileşim aracın düşey yönde bir kaldırma kuvveti ve yunuslama momentine maruz kalmasına ve neticede manevra özelliklerinin değişmesine neden olur. (Bölüm 3)
- Aracın maruz kaldığı kuvvet ve momentler serbest su yüzeyiyle mesafenin ve Froude sayısının bir fonksiyonudurlar. Anılan büyüklüklerin Froude sayısı ile ilişkisi  $Fr=0.5'$ e kadar periyodiktir. (Bölüm 2)
- Su altı aracının akışkan sınırlarına yaklaşması aracın hızına ve sınıra olan mesafesine bağlı olarak düşey düzlemde kontrol yüzeyleri tarafından karşılanamayacak büyüklükte kuvvet ve

momentlerin oluşmasına ve neticede aracın serbest su yüzeyini yararak tespit edilmesine veya deniz tabanına çarpmasına neden olabilir. (Bölüm 6 ve 11)

- Kuvvet ve momentlerin periyodik davranışı, aracın serbest su yüzeyinde yarattığı deformasyonu (Kelvin izinin) oluşturan dalga sistemlerinin birbirleri ile etkileşimi ile açıklanabilir. Bu etkileşim de Froude sayısının bir fonksiyonudur. (Bölüm 2)
- Bu etkileşimlerden bir tanesi diğerlerine göre daha baskın olup satıha yakın bir su altı aracının hidrodinamik davranışı baş ve kış omuzluk dalga sistemlerinin etkileşimi ile açıklanabilir. Buna göre baş dalgasının dalga çukurunun aracın kış omuzluğundaki düşük basınç alanı ile örtüşme oranı araca etkiyen kuvvetlerin şiddetini belirleyecektir. (Bölüm 6)
- Su altı aracının yatay düzlemde dinamik stabilitesi derinliğin azalan bir fonksiyonudur. Buna göre serbest su yüzeyine yaklaştıkça aracın stabilitesi artar. Bu durum “r” ve “v” hızları nedeniyle oluşan bileşke N momentinin satıha yaklaştıkça azalması ile açıklanabilir. (Bölüm 7)
- Çapraz akış ayrılmasının neden olduğu girdaplarla etkileşim, serbest su yüzeyinin neden olduğu düşey düzlem kuvvet ve momentlerini de değişikliğe uğratabilecek düzlem dışı etkilere neden olur. Düzlem dışı etkiler nedeniyle oluşan aşağı yönlü Z kuvveti orta büyüklükteki sürüklenme açılarındaki ( $\beta \sim 10^\circ$ ) ve karakteristik su altı aracı hızlarında serbest su yüzeyinin varlığı nedeniyle oluşan yukarı yönlü Z kuvveti ile aynı mertebeye ulaşır. Daha büyük sürüklenme açılarındaki bileşke Z kuvvetinin işareti düzlem dışı etkiler sebebiyle yön değiştirir ve M momentinin büyüklüğü azalır. (Bölüm 8)
- Takıntıların serbest su yüzeyine etkileri konusunda literatürde birbirleri ile örtüşmeyen sonuçlar olsa da serbest su yüzeyinin varlığı dümen verimini olumsuz etkilemektedir. Bu sonuç serbest su yüzeyine yaklaştıkça yatay düzlem stabilitesindeki artış ile birlikte değerlendirildiğinde aracın manevra edilebilirliğinin ciddi şekilde azalacağı sonucuna varılabilir. (Bölüm 9)
- Su altı araçlarının serbest su yüzeyine yakın gerçekleştirdikleri operasyonlardaki tipik mesafelerde (periskop derinliği vb.) sevk sistemi parametreleri serbest su yüzeyinin varlığından etkilenmezler. Buna göre sevk sisteminin kendisine özgü bir mesafe kriteri olduğu (literatürde genel kabul suüstü gemileri için ITTC tarafından önerilen pervane çapının 1.5 katı) iddia edilebilir. Bu mesafeden daha küçük mesafelerde ise tekne-pervane etkileşim parametreleri (t ve w) azalır. (Bölüm 10)
- Deniz tabanına yaklaştıkça araç negatif yönlü bir kaldırma kuvvetine ve yunuslama momentine maruz kalır. (Bölüm 11)
- Düşey düzlemde statik sürüklenme durumunda ise artan hücum açısı söz konusu bu büyüklüklerin de artmasına neden olur. Ayrıca yine Bernoulli ilkesi sebebiyle aracın maruz kaldığı kuvvet ve momentler hücum açısının daha da artmasına sebep olurlar. Kontrol sistemi girdisi olmaksızın bu durum aracın dibe çarpması ile sonuçlanacağından deniz tabanı ile etkileşim halindeki su altı araçlarının yunuslama yönündeki pertürbasyonlara karşı stabil olmadıkları söylenebilir. (Bölüm 11)
- Yatay düzlemde statik sürüklenme manevrası yapan deniz tabanı ile etkileşim halindeki su altı araçlarının maruz kaldığı kuvvet ve momentler ise sürüklenme açısından bağımsız olarak azalan dip-omurga mesafesi ile artar. (Bölüm 11)

- Serbest su yüzeyiyle etkileşim durumunda olduğu gibi yatay düzlemde statik sürüklenme manevrası; çapraz akış ayrılmasının sebep olduğu girdaplar ile yelkenin iz bölgesinde oluşan girdaplı akışın etkileşimi sebebiyle düzlem dışı kuvvetlerin de ortaya çıkmasına sebep olur. Bu etkileşim güverte düzlemindeki basıncın omurga düzlemine göre artmasına ve neticede Magnus etkisi sebebiyle aşağı yönlü bir kuvvetin ortaya çıkmasına sebep olur. Magnus etkisi dönüş manevrası esnasında aracın dibe çarpmasına neden olabilir. (Bölüm 11)
- Akışkan sınırlarına yakın manevra yapan bir su altı aracının yörüngesi derin dalmış durum için saptanan hidrodinamik katsayılar ile doğru olarak tahmin edilemez. Manevra modelinin doğru yörünge tahmini yapabilmesi için hidrodinamik katsayılar derinliğin ve Froude sayısının bir fonksiyonu olacak şekilde hesaplanmalı veya hareket denklemleri akışkan sınır etkilerini de içerecek şekilde genelleştirilmelidir. (Bölüm 12)
- Sınır etkileri altındaki bir su altı aracının manevra analizi gerek ~~nümerik~~ sayısal gerekse de deneysel açıdan ilave zorluklara sebep olacaktır. (Bölüm 13)

Gelecekte akademik gayretlerin yönlendirilmesi gereken başlıca alanlar ise şunlardır;

- Akışkan sınırlarının rotasyonel hidrodinamik katsayılar üzerine olan etkilerinin incelenmesi,
- Sınır etkileri altında sürüklenme ve hücum açısı kombinasyonlarının analizi,
- Zamana bağlı manevraların özellikle satıha çıkma manevrasının analizi, aracın dinamik stabilite özelliklerinin serbest su yüzeyine yaklaştıkça zamana bağlı değişimi,
- Kontrol yüzeylerin yarattığı kuvvetlerin sınır etkileri altında gerçekçi olarak analiz edilmesi,
- Hareket denklemlerinin sınır etkilerini de kapsayacak derinlik ve Froude sayısının da fonksiyonu olacak şekilde yeniden türetilmesi veya hidrodinamik katsayıların derin dalmış durumdan farkını gösteren sapma katsayılarının tamamının türetilmesi,
- Sayısal çalışmalarda ağırlıklı olarak kullanılan RANS yaklaşımında daha gelişmiş türbülans modellerinin veya daha gelişmiş sayısal yaklaşımların (RSM, DES, LES, vb.) kullanımı,
- Dalmış durumda bir sualtı aracının yoğunluk tabakası yakınında maruz kalacağı ilave kuvvet ve momentlerin araştırılması.

## Referanslar

Amiri, M. M., Esperança, P. T., Vitola, M. A., & Sphaier, S. H. (2018). How Does the Free Surface Affect the Hydrodynamics of a Shallowly Submerged Submarine. *Applied Ocean Research*, 76(April), 34–50. <https://doi.org/10.1016/j.apor.2018.04.008>

Amiri, M. M., Esperança, P. T., Vitola, M. A., & Sphaier, S. H. (2019). An initial evaluation of the free surface effect on the maneuverability of underwater vehicles. *Ocean Engineering*, 196(December 2019), 106851. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2019.106851>

Amiri, M. M., Sphaier, S. H., Vitola, M. A., & Esperança, P. T. (2018). URANS Investigation of the Interaction Between the Free Surface and a Shallowly Submerged Underwater Vehicle at Steady Drift. *Applied Ocean Research*, 84(June 2018), 192–205. <https://doi.org/10.1016/j.apor.2019.01.012>

Bettle, M., Toxopeus, S. L., & Gerber, A. (2010). Calculation of Bottom Clearance Effects on Walrus Submarine Hydrodynamics. *International Shipbuilding Progress*, 57(3–4), 101–125.

Brogli, R., Di Mascio, A., & Muscari, R. (2007). Numerical study of confined water effects on a self-propelled submarine in steady manoeuvres. *Proceedings of the International Offshore and Polar Engineering Conference*, 17(2), 443–450.

Bystron, L., & Anderson, R. (2000). The submarine underwater maneuvering. *Submarine Technology research and development*. In *The 5th International Conference on Submarines Selection* (pp. 132–143). China Ship Scientific Research Center.

Carrica, P. M., Kim, Y., & Martin, J. E. (2019). Near-Surface Self Propulsion of a Generic Submarine in Calm Water and Waves. *Ocean Engineering*, 183(May), 87–105. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2019.04.082>

Conway, A. S. T., Valentinis, F., & Seil, G. (2018). Characterisation of Suction Effects on a Submarine Body Operating Near the Free Surface. *Proceedings of the 21st Australasian Fluid Mechanics Conference (10-13 December 2018)*, Adelaide, Australia. Retrieved from [https://people.eng.unimelb.edu.au/imarusic/proceedings/21/Contribution\\_766\\_final.pdf](https://people.eng.unimelb.edu.au/imarusic/proceedings/21/Contribution_766_final.pdf)

Crook, T. P. (1994). *An Initial Assessment of Free Surface Effects on Submerged Bodies* (Master's thesis). Naval Postgraduate School, Monterey, CA. Retrieved from <http://hdl.handle.net/10945/42971>

Dawson, D.W., "A Practical Computer Method for Solving Ship-Wave Problems", *Proc. 2nd Int. Conf. Numerical Ship Hydrodynamics*, Office of Naval Research, USA, 30-38, 1977.

Dawson, E. (2014). *An Investigation into the Effects of Submergence Depth, Speed and Hull Length-to-Diameter Ratio on the Near-Surface Operation of Conventional Submarines* (Master's thesis). University of Tasmania, Australia. Retrieved from <https://eprints.utas.edu.au/22368/>

Doctors, L. J., & Beck, R. F. (1987). Numerical Aspects Of The Neumann-Kelvin Problem. *Journal of Ship Research*, 31(01), 1-13.

Doğrul, A. (2019). Hydrodynamic Investigation of a Submarine Moving Under Free Surface. *Journal of ETA Maritime Science*, 7(3), 212-227.

Du, X. xu, Wang, H., Hao, C. zhi, & Li, X. liang. (2014). Analysis of Hydrodynamic Characteristics of Unmanned Underwater Vehicle Moving Close to the Sea Bottom. *Defence Technology*, 10(1), 76–81. <https://doi.org/10.1016/j.dt.2014.01.007>

Dubbioso, G., Brogli, R., & Zaghi, S. (2017). CFD Analysis of Turning Abilities of a Submarine Model. *Ocean Engineering*, 129(October), 459–479. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2016.10.046>

Efremov, D. V., & Milanov, E. M. (2019). Hydrodynamics of DARPA SUBOFF Submarine at Shallowly Immersion Conditions. *TransNav*, 13(2), 337–342. <https://doi.org/10.12716/1001.13.02.09>

Farell, C. (1973). On the Wave Resistance of a Submerged Spheroid. *Journal of Ship Research*, 17(1), 1–11.

Farell, C., & Guven, O. (1973). On the Experimental Determination of the Resistance Components of a Submerged Spheroid. *Journal of Ship Research*, 17 (1973): 72–79. <https://doi.org/10.5957/jsr.1973.17.2.72>

Gertler, M. (1950). Resistance Experiments On A Systematic Series Of Streamlined Bodies Of Revolution-For Application to the Design Of High-Speed Submarines (Report no. C-297). Navy Department David Taylor Model Basin, Washington D.C. Retrieved from <https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a800144.pdf>

Gertler, M., & Hagen, G. R. (1967). Standart Equations of Motion For Submarine Simulation (Report no. SR-009-01 01). Navy Ship Research and Development Center, Washington D.C.

Gourlay, T., & Dawson, E. (2015). A Havelock Source Panel Method for Near-Surface Submarines. *Journal of Marine Science and Application*, 14(3), 215–224. <https://doi.org/10.1007/s11804-015-1319-5>

Griffin, M. J. (2002). Numerical Prediction of the Maneuvering Characteristics of Submarines Operating Near the Free Surface (Doctoral dissertation). Massachusetts Institute of Technology, MA. Retrieved from <https://dspace.mit.edu/handle/1721.1/8327>

Guanghua, H. (2013). An iterative Rankine BEM for wave-making analysis of submerged and surface-piercing bodies in finite water depth. *Journal of Hydrodynamics*, Ser. B. 25. 839–847. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(13\)60431-X](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(13)60431-X).

Havelock, T. (1931). The Wave Resistance of a Spheroid. In *Royal Society* (pp. 275–285). Royal Society. <https://doi.org/https://doi.org/10.1098/rspa.1931.0052>

Havelock, T. H. (1919). Wave Resistance: Some Cases of Three-Dimensional Fluid Motion. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 95(670), 354–365. <https://doi.org/10.1098/rspa.1919.0014>

Havelock, T. H. (1917). Some cases of wave motion due to a submerged obstacle. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 93(654), 520–532. <https://doi.org/10.1098/rspa.1917.0036>

Havelock, T. H. (1931). The wave resistance of an ellipsoid. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 132(820), 480–486. <https://doi.org/10.1098/rspa.1931.0113>

Hess, J. L., & Smith, A. M. O. (1964). Calculation of Nonlifting Potential Flow About Arbitrary Three-Dimensional Bodies. *Journal of Ship Research*, (8), 22–44. <https://doi.org/10.5957/jsr.1964.8.4.22>.

Hoerner, S. F. (1965). *Fluid Dynamic Drag: Practical Information on Aerodynamic Drag and Hydrodynamic Resistance*. Brick Town, New Jersey, USA.: Published by the author.

Huang, H., Zhou, Z., Li, H., Zhou, H., & Xu, Y. (2020). The Effects of the Circulating Water Tunnel Wall and Support Struts on Hydrodynamic Coefficients Estimation for Autonomous Underwater Vehicles. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 12, 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2019.04.008>

ITTC Specialist Committee. (2002). Final report and recommendations to the 23th ITTC, Recommended Procedures and Guidelines-Testing and Extrapolation Methods Propulsion, Propulsor Open Water Test. In *Proceedings of the 23th International Towing Tank Conference* (pp. 1–8).

Jagadeesh, P., & Murali, K. (2010). RANS Predictions of Free Surface Effects on Axisymmetric Underwater Body. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 4(2), 301–313. <https://doi.org/10.1080/19942060.2010.11015318>

Jagadeesh, P., Murali, K., & Idichandy, V. G. (2009). Experimental investigation of hydrodynamic force coefficients over AUV hull form. *Ocean Engineering*, 36(1), 113–118. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2008.11.008>

Kırıkbaş, O , Kınacı, Ö , Bal, Ş . (2021). Sualtı Araçlarının Manevra Karakteristiklerinin Değerlendirilmesi-I: Manevra Analizlerinde Kullanılan Yaklaşımlar . *Gemi ve Deniz Teknolojisi* , (219) , 6-58 . Retrieved from <https://dergipark.org.tr/tr/pub/gdt/issue/63160/877594>

Kim, S. E., Rhee, B. J., & Miller, R. W. (2013). Anatomy of Turbulent Flow Around DARPA SUBOFF Body in a Turning Maneuver Using High-Fidelity RANS Computations. *International Shipbuilding Progress*, 60(1–4), 207–231. <https://doi.org/10.3233/ISP-130100>

Liu, H., & Huang, T. T. (1998). Summary of DARPA Suboff Experimental Program Data (Report no. CRDKNSWC/HD-1298-11). Carderock Division, Naval Surface Warfare Center, West Bethesda, MD. Retrieved from <https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/ADA359226.pdf>

Liu, T. L., & Guo, Z. M. (2013). Analysis of Wave Spectrum for Submerged Bodies Moving Near the Free Surface. *Ocean Engineering*, 58, 239–251. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2012.10.003>

Mackay, M. (2003). Estimation of Submarine Near-Bottom Hydrodynamic Loads and Squat (Report no. DRDC Atlantic TM 2003—078). Defence R&D Canada-Atlantic, Canada. Retrieved from <https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a418585.pdf>

Moonesun, M., Javadi, M., Charmdooz, P., & Mikhailovich, K.U. (2013). Evaluation of submarine model test in towing tank and comparison with CFD and experimental formulas for fully submerged resistance.

Moonesun, M., Korol, Y. M., Valeri, N., Brazhko, A., & Ursolov, A. (2016). Bottom Effect on the Submarine Moving Close to the Sea Bottom. *The Journal of Scientific and Engineering Research* 6(1), 106-113

Nematollahi, Ali & Dadvand, Abdolrahman & Dawoodian, Mazyar. (2014). An axisymmetric underwater vehicle-free surface interaction: A numerical study. *Ocean Engineering*. 96. 205-214. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2014.12.028>.

Pétillon, F., Bordier, L., Dauce, F., & Maisonneuve, J. J. (2019). Shallow and Infinite Water Manoeuvring of Submarine: Integration of Computational Fluid Dynamics (CFD) in the Design Process.

Phillips, A. B., Turnock, S. R., & Furlong, M. (2010). Influence of turbulence closure models on the vortical flow field around a submarine body undergoing steady drift. *Journal of Marine Science and Technology*, 15(3), 201–217. <https://doi.org/10.1007/s00773-010-0090-1>

Polis, C., Ranmuthugala, D., Duffy, J., & Renilson, M. (2013a). Characterisation of Near Surface Effects Acting on an Underwater Vehicle within the Vertical Plane. *Proceedings of the International Naval Engineering Conference (14-16 May 2013), Singapore*, pp. 1-5.

Polis, C., Ranmuthugala, D., Duffy, J., & Renilson, M. (2013b). Enabling the Prediction of Manoeuvring Characteristics of a Submarine Operating Near the Free Surface. *Proceedings of the Pacific 2013 International Maritime Conference (7-9 October 2013), Darling Harbour, Australia*, pp. 1-11.

Renilson, M. (2018). Manoeuvring and Control. In *Submarine Hydrodynamics* (pp. 33-118). Springer, Cham.



Renilson, M. R., Polis, C., Ranmuthugala, D., & Duffy, J. (2014). Prediction of the Hydroplane Angles Required due to High Speed Submarine Operations Near the Surface. RINA, Royal Institution of Naval Architects - Warship 2014: Naval Submarines and UUV's, Papers, (June), 147–153.

Salari, M., & Rava, A. (2017). Numerical Investigation of Hydrodynamic Flow Over an AUV Moving in the Water-Surface Vicinity Considering the Laminar-Turbulent Transition. *Journal of Marine Science and Application*, 16(3), 298–304. <https://doi.org/10.1007/s11804-017-1422-x>

Saout, O. (2003). Computation of Hydrodynamic Coefficients and Determination of Dynamic Stability Characteristics of an Underwater Vehicle Including Free Surface Effects (Master's thesis). Florida Atlantic University, Boca Rotan, FL. Retrieved from <http://fau.digital.flvc.org/islandora/object/fau%3A9849/datastream/OBJ/view>

Saout, O., & Ananthkrishnan, P. (2011). Hydrodynamic and dynamic analysis to determine the directional stability of an underwater vehicle near a free surface. *Applied Ocean Research*, 33(2), 158–167. <https://doi.org/10.1016/j.apor.2010.12.003>

Shariati, S. K., & Mousavizadegan, S. H. (2017). The Effect of Appendages on the Hydrodynamic Characteristics of an Underwater Vehicle Near the Free Surface. *Applied Ocean Research*. Elsevier. <https://doi.org/10.1016/j.apor.2017.07.001>

Tahara, Y., & Stern, F. (1994). Validation of an interactive approach for calculating ship boundary layers and wakes for nonzero froude number. *Computers and Fluids*, 23(6), 785–816. [https://doi.org/10.1016/0045-7930\(94\)90066-3](https://doi.org/10.1016/0045-7930(94)90066-3)

Tolliver, J. V. (1996). Studies on Submarine Control for Periscope Depth Operations. Thesis Collection (Master's thesis). Naval Postgraduate School, Monterey, CA. Retrieved from <https://apps.dtic.mil/sti/citations/ADA318492>

Tupper, E. C., & Rawson, K. J. (2001). *Basic Ship Theory, Combined Volume (5th ed.)*. Butterworth-Heinemann. pp. 387

Uslu, Y., & Bal, Ş. (2008). Numerical prediction of wave drag of 2-D and 3-D bodies under or on a free surface. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 32(3), 177-188.

Vali, A., Saranjam, B., & Kamali, R. (2018). Experimental and Numerical Study of a Submarine and Propeller Behaviors in Submergence and Surface Conditions. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 11(5), 1297–1308. <https://doi.org/10.29252/jafm.11.05.28693>

Wang, L., Martin, J. E., Felli, M., & Carrica, P. M. (2020). Experimental and CFD for the Propeller Wake of a Generic Submarine Operating Near the Surface. *Ocean Engineering*, (206), 1–17. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.107304>

Weinblum, G., Amtsberg, H., & Bock, W. (1950). Test on Wave Resistance of Immersed Bodies of Revolution (Report no. 1950-09-01). David Taylor Model Basin, Washington D.C. Retrieved from <https://apps.dtic.mil/sti/citations/AD0827201>.

Wigley, W. C. S. (1953). Water Forces on Submerged Bodies in Motion. *Transactions, Institute of Naval Architects*, (95), 268–279.

Wilson-Haffenden, S., Renilson, M., Ranmuthugala, D., & Dawson, E. (2010). An investigation into the wave making resistance of a submarine travelling below the free surface. In *International Maritime*

Conference 2010: Maritime Industry-Challenges, Opportunities and Imperatives, 27-29 January 2010, Sydney, Australia (pp. 495-504). Engineers Australia.

Wu, B. S., Xing, F., Kuang, X. F., & Miao, Q. M. (2005). Investigation of hydrodynamic characteristics of submarine moving close to the sea bottom with CFD methods. *Chuan Bo Li Xue/Journal of Ship Mechanics*. <https://doi.org/10.3969/j.issn.1007-7294.2005.03.003>

Zhang, J. T., Maxwell, J. A., Gerber, A. G., Holloway, A. G. L., & Watt, G. D. (2013). Simulation of the Flow Over Axisymmetric Submarine Hulls in Steady Turning. *Ocean Engineering*, 57, 180–196. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2012.09.016>

Zhang, N., & Zhang, S. L. (2014). Numerical Simulation of Hull/Propeller Interaction of Submarine in Submergence and near Surface Conditions. *Journal of Hydrodynamics*, 26(1), 50–56. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(14\)60006-8](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(14)60006-8)

# Farklı Yat Tiplerinin Ön Tasarım Aşamasında Makine Dairesi Parametrelerinin Belirlenmesi

**Bülent İbrahim TURAN**

Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla, Türkiye

bulentturan@mu.edu.tr, ORCID: 0000-0001-9690-6955

## ÖZET

Yat tasarımı, gemi inşa mühendisliği ile endüstri ürünleri tasarımı ve iç mimarlık disiplinlerinin bir araya geldiği disiplinlerarası bir süreçtir. Yatların içinde buldukları deniz ortamının dinamik ve zorlayıcı özelliği, denizde can ve mal güvenliğinin sağlanması açısından mühendislik disiplini, yat tasarım sürecindeki öncü disiplin olarak görülmektedir. Öte yandan estetik ve kişiselleştirme gibi kavramların öneminin günümüzde artmasıyla birlikte yat tasarım sürecinde tasarım ve iç mimarlık disiplinlerine duyulan ihtiyaç da giderek artmaktadır. Bir yatın gövdesinin özellikle ön tasarım aşamasında bölmelendirilmesi, yat tasarım sürecinin başlangıcında yer alan süreçlerden biri olmakla birlikte, ilerleyen tasarım süreçlerine yol gösterici niteliktedir. Bu sebeple, kısıtlı bir alan olan tekne gövdesinin ne kadarlık bir kısmının teknenin sevk, idare ve güvenliği açısından kritik öneme sahip bölümü olan makine dairesine ayrılması gerektiğinin bilinmesi tasarım sürecindeki yerleşim ve iç mekân tasarım süreçlerinde yol gösterici olacaktır. Bu çalışmada farklı yat tiplerinin sahip oldukları makine dairesi alanları, makine dairesi başlangıç ve bitiş noktaları ile ilgili uygulanabilir değerlerin elde edilmesi hedeflenmiş, bu kapsamda yelkenli yat ve motoryat tiplerinde toplamda 72 adet yatın projeleri üzerinden veri toplanmıştır. Araştırma sonucunda, makine dairesinin uzunluğunun teknenin gövde boyuna oranı ile teknenin gövde boyu üzerinden makine dairesi başlangıç ve bitiş noktalarının tekne tipine bağlı olarak elde edilmiştir. Sonuçlar, makine dairesinin tekne gövdesinde kapladığı bölümün yüzdesinin incelenen teknelerin tam boyu ile ters orantılı olarak logaritmik dağılım gösterdiğini ortaya koymaktadır. Bununla birlikte makine dairesinin tekne tam boyuna oranla tekne gövdesinde kapladığı bölge, Bodrum Guleti ve aynakıç tipi teknelerde %11-%18 aralığında hesaplanırken bu aralık incelenen motoryat tiplerinde %14-%21 aralığına yükselmektedir. Söz konusu değerler yat tasarımının ön tasarım sürecinde gerek mühendislik gerekse yat iç mekân bölmelendirme ve tasarım süreçlerine katkıda bulunur niteliktedir.

**Anahtar kelimeler:** Yat tasarımı, Gemi inşa mühendisliği, Tasarım süreci, Makine dairesi, Yat tipleri

**Makale geçmişi:** Geliş 30/09/2021 – Kabul 11/12/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.1002636>

# Determination of Engine Room Parameters in Preliminary Design Process of Different Yacht Types

**Bülent İbrahim TURAN**

Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla, Türkiye

bulentturan@mu.edu.tr, ORCID: 0000-0001-9690-6955

## ABSTRACT

Yacht design is a process that includes different disciplines such as naval architecture, design and interior architecture. The dynamic and challenging marine environment that surrounds the yachts requires many engineering calculations to ensure the safety of life and property. On the other hand, increased importance of concepts of aesthetics and personalization, the need for design and interior architecture disciplines in the yacht design process increases. Partitioning the hull, during the preliminary design phase guides the progressive design processes in yacht design. For this reason, knowing how much of a limited area of the hull should be reserved for the engine room, which is a critical part of the boat's cruise and safety, will facilitate the design processes. In this research, the engine room areas of different boat types were examined, and 72 yachts were investigated. As a result, the ratio of the length of engine room to the hull length of the yachts, the starting and ending points of the engine room over the length of the hull of a yacht were obtained depending on the boat type. The results reveal that the investigated vessels show a logarithmic distribution inversely proportional to their full length. The results reveal that the percentage of the engine room occupied by the hull has a logarithmic distribution inversely proportional to the full length of the boats studied. Moreover, the area occupied by the engine room on the hull compared to the full length of the boat is calculated in the range of 11-18% in Bodrum Gulet and transom stern type sailing yachts, while this range increases to the range of 14-21% in the motor yacht types examined. These values will contribute to naval architecture, yacht interior partitioning and design processes in the preliminary design process of yacht design.

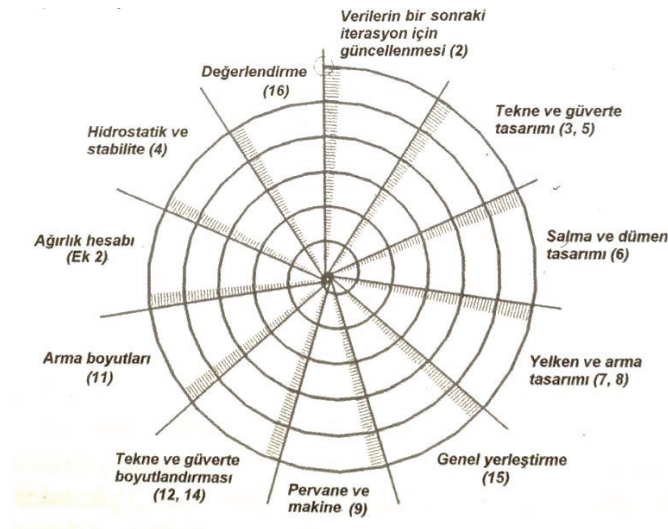
**Keywords:** Yacht design, Naval architecture, Design process, Engine room, Yacht types

**Article history:** Received 30/09/2021 – Accepted 11/12/2021

## 1. Giriş

Geçmişte yaşanan deniz kazalarından çıkarılan dersler doğrultusunda hazırlanmış olan ve denizde can ve mal güvenliğini sağlama amacı taşıyan pek çok kural ve yönetmelik, yat tasarımında mühendislik sürecine kılavuzluk etmektedir. Gemi ve Su Araçlarının İnşa, Tadilat ve Bakım-Onarım Yönetmeliği (Türkiye Cumhuriyeti Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı, 2015) ve Yatların Yapımı ve Klaslamasına İlişkin Kurallar (Türk Loydu, 2019) yat mühendislik, tasarım ve inşaa aşamalarında uygulanan kural ve yönetmeliklere örnek olarak verilebilir. Bununla birlikte, yatın kullanım amacına uygun ve verimli bir şekilde sevk ve idaresinin hedeflendiği hidrostatik ve hidrodinamik pek çok mühendislik hesabı da yat tasarım sürecinde etkin faktörlerdir. Bir teknenin gemi inşa mühendisi veya tekne tasarımcısı dışında farklı disiplinden gelen bir tasarımcı tarafından tasarlanması durumunda projenin bir gemi inşa mühendisi tarafından onaylanması gerekmektedir (Arslan, 2010).

Thomas (2015), yatlarda tasarım sürecinin, hız, ağırlık ve güçten oluşan altın üçgenin dengesi etrafında döndüğünü belirtmektedir. Bununla birlikte (Büyükeçeci ve Turan, 2018) güvenlik konusu da yat tasarım sürecinde belirleyici temel unsurlardan birisidir. Larsson ve Eliasson (2006), yat tasarım sürecinin nitel bir süreç değil, nicel bir süreç olduğunu ve çeşitli niceliklerin doğru hesaplanamaması durumunda teknenin istenenden yavaş, pahalı ve emniyetsiz olabileceğini ifade etmektedir. Tüm bu faktörler, yat tasarım sürecinin mühendislik disiplininin önderliğinde gerçekleşmesinin nedenini ortaya koymaktadır. Diğer deniz araçlarının tasarım sürecinde olduğu gibi yat tasarım sürecinde de verilen her bir kararın yatın fonksiyonellik, verimlilik, güvenlik, ekonomi ve konfor özellikleri üzerinde etkili olacağı unutulmamalıdır. Kullanıcıların taleplerinin toplanmasıyla başlayan tasarım süreci, bütçe ve süre kısıtlamasına uygun olarak optimum çözüm bulunana kadar yineleyen pek çok alt basamaktan meydana gelmektedir. Larsson ve Eliasson (2006) tarafından sunulan tasarım spirali (Şekil 1) yat tasarım sürecinin iteratif ve döngüsel yapısını vurgulamaktadır.



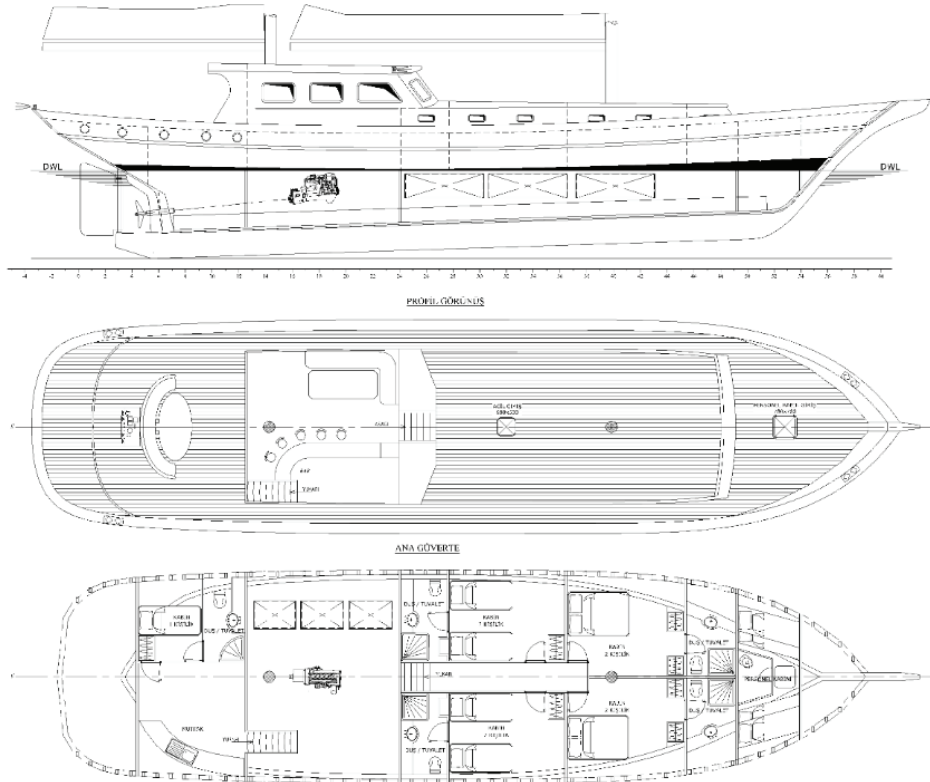
Şekil 1. Yat tasarım spirali (Larsson ve Eliasson, 2006)

Öte yandan, estetik ve kişiselleştirme kavramlarının bir tasarım ürünü olan yatlarda kendini göstermesiyle yat tasarım süreci yalnızca bir mühendislik disiplini olmaktan çıkmış, tasarım ve iç mimari gibi farklı disiplinleri ve barındıran disiplinler arası bir süreç haline gelmiştir. Kullanıcılarının teknelerini özgün, farklı

ve kullanıcı odaklı bir ürün haline getirme istekleri, yat tasarımında tasarım ve iç mimari süreçlerinin önemini artırmıştır. Örneğin renk, aydınlatma, doku seçimi ve tasarım kimliğinin yat iç mekânlara yansıtılması gibi süreçler, söz konusu disiplinlerin ön plana çıktığı çalışma alanlarından yalnızca birkaçıdır. Özellikle lüks yatlarda kişiselleştirme ve özgünlük açısından büyük bir öneme sahip olan tasarım, tekdüzeliğin önüne geçen bir kimlik olarak görülmektedir (Aydın ve Yılmaz Aydın, 2016).

Kullanıcının talep ve istekleri doğrultusunda tekne tipinin ve ana boyutların belirlenmesinin ardından tekne gövdesinin bölmelendirilmesi süreci yer almaktadır. Göksel (2012), deniz araçlarında, mühendislik disiplini ile gemi ve yat tasarımı disiplinlerinin uzmanlık ve yetkisine dâhil olan bölümlerin, bir mimarlık ürünü olduğundan çok daha kesin sınırlarla ayrılmasına bağlı olarak deniz araçlarının iç mekânları için mimarlıkta kullanılan tefriş sözcüğü yerine bölmelendirme sözcüğünün kullanıldığını ifade etmektedir. Tekne gövdesinin bölmelendirilmesi aşamasında teknenin meyil ve trim durumu; dolayısıyla teknenin stabilite, manevra ve performans özellikleri göz önünde bulundurulmaktadır. Söz konusu mühendislik hesaplarının yanı sıra kabinlerde ses, titreşim ve düşey ivme hareketleri gibi konforu etkileyen faktörler de bölmelendirme sürecine şekil vermektedir. Şekil 2’de yelkenli yat tipi olan bir Bodrum Guleti’ne ait genel yerleşim planı ve profil çizimi görülmektedir.

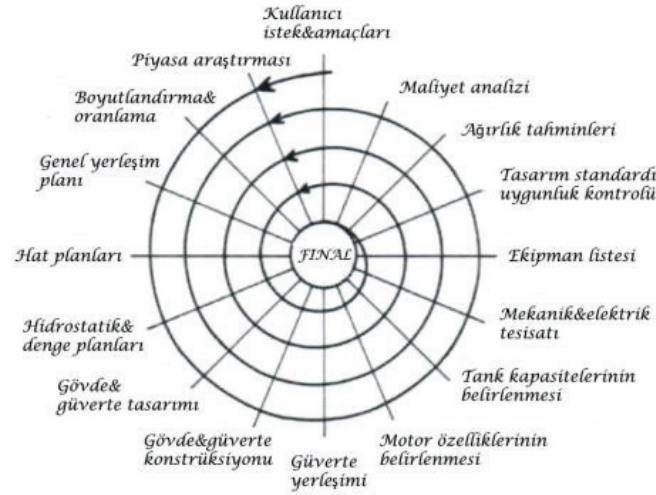
Yat tasarım sürecinde iç mekân tasarımında zorlayıcı faktörlerden bir tanesi de tekne gövdesinin karasal mekânlara kıyasla oldukça zorlayıcı ve kısıtlı olan eğrisel forma sahip olmasıdır. Teknelerde kısıtlı olan iç hacimden dolayı, mimaride kullanılan ergonomi ölçülerinin bu alanlarda da uygulanması zor bir hal almaktadır (Koçoğlu ve Helvacıoğlu, 2016).



**Şekil 2.** Bir Bodrum Guleti’ne ait profil görünüş ve genel yerleşim planı çizimi







Şekil 4. Arslan (2010) tarafından sunulan tasarım spirali

## 2. Yat tipleri

Yatlar, yelkenli yatlar ve motoryatlar olarak iki ana sınıfa ayrılmakla birlikte, boyutları veya yapım malzemelerine göre de sınıflandırılabilir (Tokol, 2020). Yelkenli yatlar ve motoryatlar da kendi içinde çeşitli alt sınıflara sahiptir. Tekne tipinin ve alt tipinin belirlenmesi, makine dairesinin özelliklerinin saptanmasında büyük öneme sahiptir. Yelkenli bir yatta makine dairesi için ayrılan alan ile aynı boya sahip, yüksek sürat beklentisinin ön planda olduğu bir motoryatta makine dairesi için ihtiyaç duyulan alan birbirinden farklıdır. Yat iç mekân tasarımında makine dairesi ile ilgili parametrelerin incelenerek ortalama değerlerin elde edilmesi için öncelikle yatlar, tiplerine göre gruplara ayrılmıştır.

### 2.1. Yelkenli Yatlar

Yelkenli yatlar gövde sayısına, arma tipine, yapım malzemesine veya gövde formuna göre çeşitli tiplere sahiptir. Gövde sayısına göre tek gövdeli, katamaran veya trimaran, arma tipine göre uskuna, keç, kotra, yavl, slup vb, yapım malzemesine göre ahşap, çelik, alüminyum veya kompozit, gövde formuna göre ise gulet, aynakıç, tırhandil gibi tipler, ülkemizde yaygın olarak karşılaşılan yelkenli yat tipleridir. Yelkenli teknelerin sınıflandırılmasında, teknelerin kullanıldığı bölgenin coğrafi ve kültürel etkilerine bağlı olarak tekne formları da değişiklik göstermektedir. Örneğin, Hollanda'da kullanılan bir yelkenli tekne formu ile Ege Denizi'nde kullanılan bir teknenin formu oldukça belirgin farklılıklar taşımaktadır. Bununla birlikte ülkemizin kıyılarında üretilen ve Türkiye'ye özgü pek çok yelkenli tekne tipi bulunmaktadır. Karadeniz Çektirmeleri, Karadeniz Guletleri, Piyade, Tırhandil, Bodrum Guleti, Aynakıç tipi tekneler, ülkemize özgü yelkenli tekneler arasında yer almaktadır (Köyağasıoğlu, 2014). Bu yelkenli tekne tiplerinden özellikle Bodrum Guletleri, Aynakıçlar ve tırhandil tipi tekneler deniz turizminin de etkisiyle yat olarak yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu tekneler arasında özellikle guletler, bölgedeki gezi teknelerinin çoğunluğunu oluşturmaktadır (Kükner, 2009).

Tarihte askeri, ticari yük taşımacılığı, süngercilik, balıkçılık farklı amaçlarda kullanılmış olan guletler, günümüzde turizm ve özellikle de Mavi Yolculuk sektörlerinde hizmet vermektedir (Kükner vd., 2009; Kükner ve Kınacı, 2009; Özen, 2017; Pakar ve Özgeçmez, 2014; Turan ve Akman, 2021). Guletlerin Mavi

Yolculuk'ta kullanılmaya başlanmasıyla birlikte, ticari kullanıma uygun kaygıların yerini alan estetik kaygısı, bu teknelerin Bodrum Guleti olarak adlandırılan günümüz formuna kavuşmasında büyük rol oynamıştır (Büyükkeçeci ve Turan, 2018). Bodrum Guletleri'nin özellikle baş kısımları, farklı bir kullanım amacı olan balıkçılıkta kullanılan guletlerinkinden farklı bir forma sahiptir (Turan, 2021a). Kendine has estetik çizgilere sahip olan Bodrum Guletleri, Mavi Yolculuk'un da etkisiyle simgesel ve tüm dünyada tanınan tekne formlarından biri haline gelmiştir (Turan ve Özcan, 2018). Eliptik kık formu, şarap kadehi şeklinde orta kesiti ve iç bükey baş formu, Bodrum Guleti'nin karakteristik özellikleri olarak görülmektedir (Turan ve Akman, 2021). Bodrum Guletleri'nde, yolcu kabinlerinin çeşitliliği, havalandırma, aydınlatma ve dekor unsurlarının seçimi gibi pek çok donanım, kullanıcı tercihleri doğrultusunda şekillenmektedir (Turan, 2021). Şekil 5'te bir Bodrum Guleti görülmektedir.



**Şekil 5.** Bodrum Guleti

Ülkemize özgü bir diğer yat tipi ise Bodrum Guletleri'nin kık formunun değiştirilmesi ile ortaya çıkmış olan Aynakıç tipi teknelerdir. Aynakıç tipi tekneler, Mavi Yolculuk'ta kullanılan Bodrum Guletleri'nin alt güvertelerinde daha fazla alana ihtiyaç duyulmasının ardından ortaya çıkmıştır (Turan ve Akman, 2021). Aynakıç tipi teknelerin formu Bodrum Guleti'ne benzemekle beraber bu tekne tipinde, Bodrum Guletleri'nde yuvarlak forma sahip olan kık formu ayna kık formunda, yani çapraz bir giriş şeklindedir (Kükner, 2009). Kık formunun bu şekilde değiştirilmesi ile elde edilen ilave hacim kabin sayısının artmasında ve teknenin baş tarafında yer alan kabin ve mürettebat alanlarının rahatlatılmasında büyük rol oynamaktadır. Şekil 6'da Aynakıç tipi bir tekne görülmektedir. Turan ve Akman (2021) tarafından yapılan çalışmada Aynakıç tipi tekneler ile Bodrum Guletleri direnç açısından kıyaslanmış ve 10 knot seyir hızı için 28 m tam boyun üzerindeki teknelerde Aynakıç tipi teknelerin avantajlı hale geldiği sonucuna ulaşılmıştır.

## 2.2. Motoryatlar

Motoryatların form ve çeşitliliği yelkenli yatlara göre farklılık göstermektedir. Geleneksel bir forma sahip olmayan, dolayısıyla da gövde form açısından tasarımda çeşitliliğe açık olan motoryatlarda ortak bir formdan söz etmek oldukça zordur (Büyükkeçeci ve Turan, 2018). Her ne kadar gövdenin su altında kalan formu için deplasman, yarı-deplasman veya kayıcı form ayrımını yapmak mümkün olsa da bu ayrım teknelerin suyun üzerinde kalan kısımlarını tanımlamak için yeterli değildir. Bu noktada ise çeşitliliği

oldukça fazla olan bir terminoloji devreye girmektedir. Lobster, trawler, open, sport, weekend, flybridge veya hard-top ve benzeri yat tipleri, yatların su üzerinde kalan kısımlarının tamamını veya bir kısmını baz alarak belirlenmiş motoryat tipleri arasında yer almaktadır. Bununla birlikte motoryatlar sahip olduğu tam boy üzerinden de süperyat ve megayat olarak sınıflandırılabilir. Ancak bu sınıflandırma daha çok 25-30 m üzerinde tam boya sahip motoryatlar için kullanılmaktadır.



**Şekil 6.** Aynakıç tipi yelkenli yat

Araştırma kapsamında, karakteristik gövde formlarına sahip olan motoryatların seçilmesi hedeflenmiş, bu amaçla genellikle yarı deplasman gövde formuna sahip olan trawler tipi tekneler ile kayıcı gövde formuna sahip olan ve open, sport veya flybridge olarak adlandırılan motoryat tipleri seçilmiştir.

Trawler tipi motoryatlar, genellikle ana güvertelerinde bulunan kademe farkı sayesinde Lobster tipi teknelere kıyasla daha fazla iç hacim sunan, çoğunlukla bir alt, bir ana ve bir üst güverteye sahip olan motoryat tipleridir. Hızın çok fazla ön planda olmadığı bu tekne tipleri genellikle deplasman veya yarı-deplasman tipinde forma sahiptir. Şekil 7’de trawler tipi bir motoryat görülmektedir.



**Şekil 7.** Trawler tipi bir motoryat



Motoryat tiplerinin nitelendirilmesi aşamasında en fazla karışıklık yaşanan tip ise kayıcı gövde formuna, modern hatlara ve 2 veya daha fazla güverteye sahip olan motoryatlardır. Bu motoryatlar open, sport, flybridge gibi farklı isimlerle tanımlanmaktadır. Şekil 8’de (Boat International Türkiye, 2021) flybridge olarak nitelendirilen bir motoryat görülmektedir.



Şekil 8. Flybridge tipinde bir motoryat (Boat International Türkiye, 2021)

Trawler tipi motoryatlar ile flybridge, sport veya open olarak adlandırılan motoryatlar hız ve gövde formu üzerinden ayrılmaktadır. Trawler tipi teknelerde genellikle hız ön planda değilken flybridge, sport veya open tipi motoryatlarda hız ve performans ön plandadır. Bu sebeple söz konusu iki motoryat tipinde kullanılan makine ve yardımcı makinelerin arasındaki farklılık, makine dairesi alanlarına da yansımaktadır.

### 3. Yöntem

Araştırmada öncelikle literatür çalışması yapılmış, sonrasında ise farklı tipteki yatlara ait genel yerleşim planları incelenerek makine dairesi ile ilgili oran ve değerler elde edilmiştir. Yapılan araştırma, ayrıca Bodrum, İçmeler Tersaneler Bölgesi’nde ve Ören Çekek Bölgesi’nde gerçekleştirilen yerinde gözlem sırasında alınan görsellerle desteklenmiştir. İncelenen yatlar öncelikle yelkenli yatlar ve motoryatlar olarak iki ana gruba ayrılmış sonrasında her bir grup, alt kategorilere ayrılmıştır. Toplamda 72 adet yatın projeleri incelenerek makine dairesinin konumu ve kapladığı alan ile ilgili bilgilere ulaşılmıştır. İncelenen yatların 30’u yelkenli, 42’si ise motoryat tiplerine aittir. İncelenen yelkenli yatların tamamı ahşap malzemeden imal edilmiş olup, incelenen motoryatların ise 7’si ahşap malzemeden, 19’u kompozit malzemeden ve 15’i de çelik ile alüminyum malzemeden imal edilmiştir.

Araştırma kapsamında yelkenli yat tipleri arasında, Türkiye’ye özgü yat tipleri olarak ön plana çıkan ve kişiye özel tasarım imkânları ile kullanıcılara sayısız alternatif sunan Bodrum Guleti ve Aynakıç tipi yelkenli yatlar incelenmiştir. Tırhandil tipi yelkenli yatlar, karakteristik boy/en oranına bağlı olarak genellikle 20 metrenin üzerinde üretilmemekte ve bu yatların çoğunda makine dairesi baş ve kıç perdeyle belirlenmiş alanlar olarak değil, yalnızca baş perdeye sahip ve teknenin kıçına kadar uzanan alanlar olarak karşımıza çıkmaktadır. Motoryat tipleri arasında ise trawler ve open/sport veya flybridge olarak adlandırılan

motoryat tipleri ele alınmıştır. Özellikle motoryatlarda yer alan kış platformun uzunluğu tasarım tercihleri doğrultusunda değişiklik göstermekte ve teknenin tam boyuna dâhil edilmektedir. Öte yandan, platformun tekne gövdesinden bir çıkıntı olarak uzatıldığı durumlarda (Bkz. Şekil 7), platform boyu teknenin gövde formu ile ilgili hesaplamalara dahil edilmemektedir. Bu sebeple araştırmada makine dairesi ile ilgili oranların saptanmasında teknelerin tam boyu üzerinden değil, gövde boyu üzerinden değerlendirme yapılmıştır. İncelenen tekne tiplerinin sayıları aşağıda listelenmiştir.

- Yelkenli Yatlar: 15 adet Bodrum Guleti, 15 adet Aynakış
- Motoryatlar: 10 adet trawler, 32 adet open/sport/flybridge

Araştırmada, yat tasarım sürecinde kullanılabilir üzere, incelenen yatların genel yerleşim planlarından makine dairesi ölçüleri alınmış, bu değerler teknelerin gövde boyuna oranlanarak boyutsuz oranlar elde edilmiştir. Makine dairesinin tekne gövdesinde kapladığı bölgenin yüzdesi ile teknelerin tam boyu arasındaki ilişkinin saptanabilmesi için doğrusal, üstel ve logaritmik dağılım grafikleri çizilmiş, elde edilen grafiklerde eğilim çizgileri karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar neticesinde, söz konusu iki parametre arasında logaritmik dağılımın diğer dağılımlara kıyasla daha verimli sonuçlar verdiği görülmüştür.



**Şekil 9.** Yat tasarım sürecinde makine dairesi oranlarını elde etme

Elde edilen grafik ve tablolar, yat tasarım sürecinde kılavuz olarak kullanıma uygun parametreleri sağlamaktadır. Şekil 9, araştırmada elde edilen veriler üzerinden yat tasarım sürecinde makine dairesi ile ilgili oranların belirlenme akışını göstermektedir.

#### 4. Bulgular

İncelenen yatların her birisine tiplerine göre harf ve sayıdan oluşan bir kod verilmiştir. Aynakış tipi tekneler A; Bodrum Guletleri G; trawler tipi motoryatlar T ve open/sport/flybridge tipi motoryatlar ise F harfleri ile kodlanmıştır.



#### 4.1. Yelkenli Yatlar

İncelenen 30 adet yelkenli yata ait değerler Tablo 1’de görülmektedir. Toplanan değerlerin teknelerin tam boyuna bölünmesiyle elde edilen oran tablosu Tablo 2’de görülmektedir.

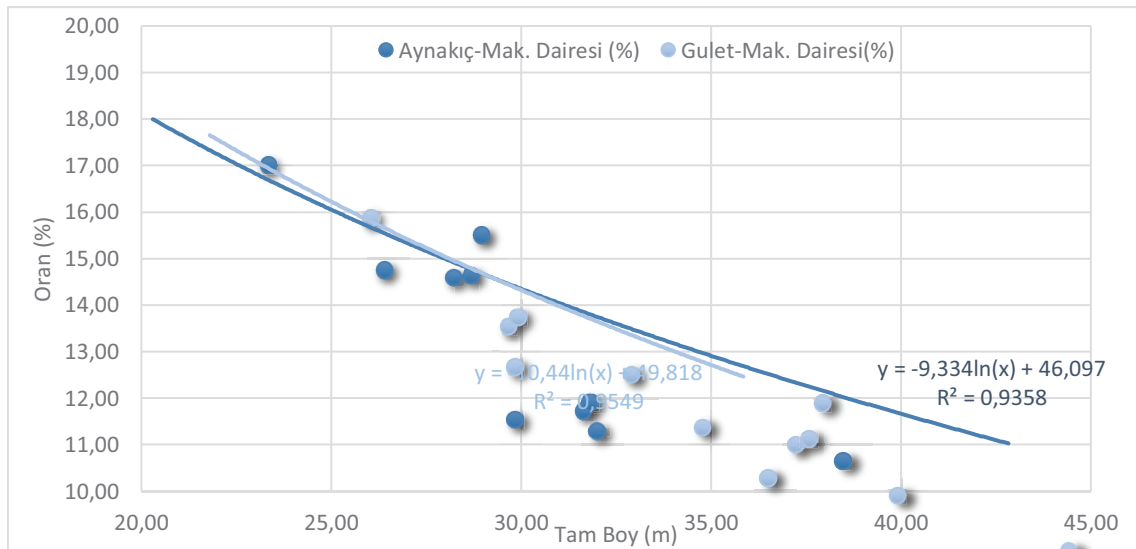
**Tablo 1.** İncelenen yelkenli yatlara ait değerler

Tekne No	Tam Boy (m)	Gövde Boyu (m)	Su Hattı Boyu (m)	Genişlik (m)	Motor Adedi	Makine Dairesi Boyu (m)	Makine Dairesi Ortalama Genişliği (m)	Mak. Dairesi Alanı (m <sup>2</sup> )	Mak. Dairesi Kıç (m)	Mak. Dairesi Baş (m)
A.1	20.30	20.30	16.80	5.60	2	3.76	5.15	19.36	4.85	8.61
A.2	22.00	22.00	18.00	6.20	1	3.80	6.00	22.80	5.90	9.70
A.3	23.00	23.00	18.80	6.32	1	3.95	5.75	22.71	5.75	9.70
A.4	23.26	23.26	18.65	6.34	1	4.00	5.86	23.44	5.60	9.60
A.5	23.41	23.41	20.50	6.60	2	4.14	6.11	25.30	6.48	10.62
A.6	23.90	23.90	20.14	6.42	1	3.70	5.80	21.46	6.32	10.02
A.7	24.90	24.90	21.57	5.60	1	3.88	6.10	23.67	6.77	10.65
A.8	25.00	25.00	21.80	6.30	1	3.92	5.80	22.74	6.25	10.17
A.9	25.10	25.10	22.00	6.73	1	3.85	6.34	24.41	6.79	10.64
A.10	28.70	28.70	24.85	7.55	2	4.30	6.64	28.55	8.28	12.58
A.11	32.50	32.50	27.50	7.65	2	4.25	7.20	30.60	9.00	13.25
A.12	35.00	35.00	30.18	7.63	2	4.40	7.35	32.34	9.84	14.24
A.13	37.78	37.78	32.00	8.14	2	4.50	7.83	35.24	10.74	15.24
A.14	38.59	38.59	33.84	8.82	2	4.80	8.15	39.12	10.97	15.77
A.15	42.83	42.83	38.00	9.00	2	5.00	8.35	41.75	11.95	16.95
G.1	21.80	21.80	17.15	6.09	2	3.90	5.70	22.23	5.20	9.10
G.2	23.80	23.80	18.57	6.45	2	3.95	6.30	24.89	5.40	9.35
G.3	23.90	23.90	18.55	6.50	2	3.85	6.15	23.68	5.60	9.45
G.4	23.95	23.95	18.50	6.70	2	4.00	6.37	25.48	5.83	9.83
G.5	25.60	25.60	20.30	6.30	1	4.10	5.91	24.23	5.70	9.80
G.6	26.65	26.65	21.30	6.85	1	4.10	6.10	25.01	5.90	10.00
G.7	27.60	27.60	22.70	6.80	1	4.08	6.40	26.11	5.60	9.68
G.8	28.00	28.00	23.40	7.00	2	4.25	6.45	27.41	5.68	9.93
G.9	28.20	28.20	23.14	6.95	1	4.30	6.20	26.66	6.50	10.80
G.10	28.40	28.40	23.60	7.14	2	4.45	6.55	29.15	5.74	10.19
G.11	29.50	29.50	23.20	7.00	2	4.30	6.50	27.95	6.32	10.62
G.12	32.00	32.00	25.70	7.20	2	4.45	6.85	30.48	7.95	12.40
G.13	33.12	33.12	26.03	7.63	2	4.35	7.45	32.41	8.10	12.45
G.14	35.64	35.64	27.55	8.10	2	4.30	7.50	32.25	8.95	13.25
G.15	35.85	35.85	28.84	8.30	2	4.50	8.15	36.68	8.50	13.00

Elde edilen verilere göre, Aynakıç ve Bodrum Guleti tipi yelkenli teknelerde makine dairesinin teknenin kıç uç noktasına referansla bulunduğu konumu, tekne boyuna göre çok fazla değişiklik göstermemekte, ancak makine dairesinin baş kısmının konumunun tekne tam boyuna oranının tekne boyuna göre değişiklik göstermektedir. İncelenen yelkenli yatlardaki makine dairesi boyunun tekne tam boyuna oranının yüzde şeklinde dağılımı Şekil 10’da yer almaktadır. Elde edilen sonuçlar hem Aynakıç tipi yelkenli teknelerde hem de Bodrum Guletleri’nde makine dairesi toplam uzunluğunun tekne tam boyuna oranı ile tekne tam boyu arasında ters orantı olduğunu ve söz konusu iki parametre arasında logaritmik dağılım bulunduğunu göstermektedir. Şekil 10’da görüldüğü gibi Aynakıç ve Bodrum Guleti tipindeki yatların makine dairesi uzunluğunun teknenin gövde boyuna oranının birbirine oldukça yakın değerler aldığı sonucuna ulaşılmıştır.

**Tablo 2.** İncelenen yelkenli yatlara ait makine dairesi oranları

Tekne No	Tam Boy (m)	Gövde Boyu (m)	Mak. Dairesi Kıç (%)	Mak. Dairesi Baş (%)	Mak. Dairesi Toplam %
A.1	20.30	20.30	23.89	42.41	18.52
A.2	22.00	22.00	26.82	44.09	17.27
A.3	23.00	23.00	25.00	42.17	17.17
A.4	23.26	23.26	24.08	41.27	17.20
A.5	23.41	23.41	27.68	45.37	17.68
A.6	23.90	23.90	26.44	41.92	15.48
A.7	24.90	24.90	27.19	42.77	15.58
A.8	25.00	25.00	25.00	40.68	15.68
A.9	25.10	25.10	27.05	42.39	15.34
A.10	28.70	28.70	28.85	43.83	14.98
A.11	32.50	32.50	27.69	40.77	13.08
A.12	35.00	35.00	28.11	40.69	12.57
A.13	37.78	37.78	28.43	40.34	11.91
A.14	38.59	38.59	28.43	40.87	12.44
A.15	42.83	42.83	27.90	39.58	11.67
G.1	21.80	21.80	23.85	41.74	17.89
G.2	23.80	23.80	22.69	39.29	16.60
G.3	23.90	23.90	23.43	39.54	16.11
G.4	23.95	23.95	24.34	41.04	16.70
G.5	25.60	25.60	22.27	38.28	16.02
G.6	26.65	26.65	22.14	37.52	15.38
G.7	27.60	27.60	20.29	35.07	14.78
G.8	28.00	28.00	20.29	35.46	15.18
G.9	28.20	28.20	23.05	38.30	15.25
G.10	28.40	28.40	20.21	35.88	15.67
G.11	29.50	29.50	21.42	36.00	14.58
G.12	32.00	32.00	24.84	38.75	13.91
G.13	33.12	33.12	24.46	37.59	13.13
G.14	35.64	35.64	25.11	37.18	12.07
G.15	35.85	35.85	23.71	36.26	12.55


**Şekil 10.** İncelenen yelkenli yatların makine dairesi oran grafiği

## 4.2. Motoryatlar

İncelenen 42 adet yelkenli yata ait değerler Tablo 3'te görülmektedir. Tablo 3'te yer alan değerlerin tekne tam boyuna bölünmesi ile elde edilmiş olan oranlar ise Tablo 4'te yer görülmektedir.

**Tablo 3.** İncelenen motoryatlara ait değerler

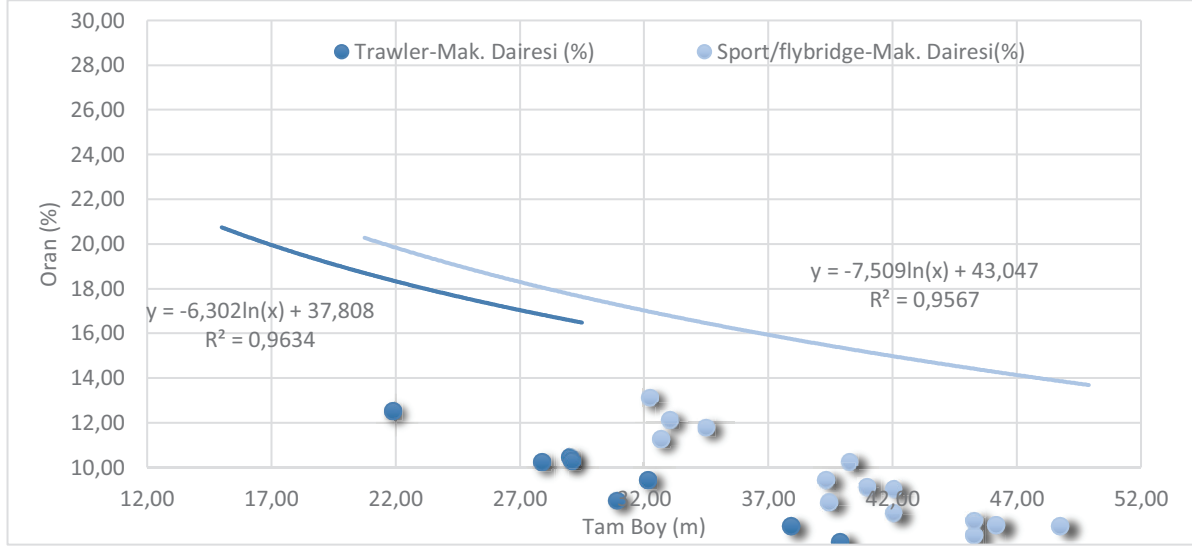
Tekne No	Tam Boy (m)	Gövde Boyu (m)	Su Hattı Boyu (m)	Genişlik (m)	Motor Adedi	Makine Dairesi Boyu (m)	Makine Dairesi Ortalama Genişliği (m)	Mak. Dairesi Alanı (m <sup>2</sup> )	Mak. Dairesi Kıç (m)	Mak. Dairesi Baş (m)
T.1	15.00	14.50	13.50	4.80	2	3.00	4.40	13.20	3.70	6.70
T.2	18.33	17.50	16.80	6.21	2	3.40	5.15	17.51	3.00	6.40
T.3	18.95	17.40	16.47	5.41	2	3.40	5.41	18.39	4.10	7.50
T.4	19.00	18.00	16.40	5.50	2	3.50	3.50	12.25	3.20	6.70
T.5	20.00	19.50	18.00	6.20	2	3.60	6.10	21.96	4.80	8.40
T.6	20.70	19.50	18.10	5.50	2	3.70	5.20	19.24	5.20	8.90
T.7	23.90	23.00	22.43	6.90	2	4.10	6.80	27.88	7.60	11.70
T.8	25.00	23.20	22.06	6.60	2	4.00	6.30	25.20	4.70	8.70
T.9	25.00	23.50	21.50	6.40	2	4.10	6.00	24.60	6.20	10.30
T.10	29.50	28.20	27.60	6.60	2	4.70	6.00	28.20	6.00	10.70
F.1	21.00	20.50	18.05	5.23	2	4.10	5.15	21.115	3.00	7.10
F.2	21.20	21.00	17.55	5.26	2	4.30	5.25	22.575	3.50	7.80
F.3	20.75	19.50	17.90	5.45	2	4.10	5.30	21.73	2.50	6.60
F.4	22.00	21.20	18.70	5.40	2	4.30	5.00	21.5	2.90	7.20
F.5	24.70	23.20	18.50	5.74	2	4.40	5.74	25.256	2.80	7.20
F.6	24.75	22.80	20.50	5.76	2	4.20	5.70	23.94	3.00	7.20
F.7	25.20	23.70	21.50	6.06	2	4.60	6.00	27.6	4.00	8.60
F.8	25.60	25.00	19.60	5.86	2	4.70	5.70	26.79	3.20	7.90
F.9	26.20	24.00	22.50	6.30	2	4.50	6.30	28.35	4.10	8.60
F.10	26.20	24.80	22.40	6.30	2	4.50	6.30	28.35	3.50	8.00
F.11	28.00	26.70	21.04	6.23	2	4.70	6.20	29.14	3.20	7.90
F.12	28.00	27.00	25.00	7.00	2	4.85	6.90	33.47	4.80	9.65
F.13	28.50	26.90	23.10	6.50	2	4.80	6.20	29.76	4.00	8.80
F.14	30.00	30.00	24.35	6.90	2	5.10	6.80	34.68	4.20	9.30
F.15	29.90	27.50	26.00	6.80	2	4.90	6.75	33.08	4.80	9.70
F.16	31.10	30.80	29.80	7.10	2	5.20	7.10	36.92	5.20	10.40
F.17	32.00	31.00	31.00	7.60	2	5.00	7.60	38.00	5.10	10.10
F.18	33.50	33.40	28.30	7.30	2	5.40	7.25	39.15	5.80	11.20
F.19	34.36	34.20	32.25	7.70	2	5.50	7.50	41.25	5.90	11.40
F.20	36.50	36.50	34.00	7.50	2	5.65	7.50	42.38	6.00	11.65
F.21	36.80	36.50	34.00	7.80	2	6.00	7.80	46.80	7.10	13.10
F.22	37.00	36.80	35.20	8.60	2	5.90	8.60	50.74	6.90	12.80
F.23	40.00	38.50	34.55	8.30	2	6.10	8.20	50.02	8.00	14.10
F.24	40.08	43.95	38.80	8.50	2	6.65	8.45	56.19	7.00	13.65
F.25	42.00	42.00	41.20	9.00	2	6.50	9.00	58.50	8.70	15.20
F.26	42.50	42.50	41.80	9.00	2	6.50	9.00	58.50	8.85	15.35
F.27	43.00	43.00	42.50	9.00	2	6.50	9.00	58.50	9.10	15.60
F.28	43.00	43.00	40.50	8.10	2	6.20	8.10	50.22	8.00	14.20
F.29	44.06	43.85	41.00	9.05	2	6.30	9.00	56.70	8.80	15.10
F.30	48.00	48.00	45.00	9.50	2	6.60	9.50	62.70	9.00	15.60
F.31	49.90	49.90	49.60	10.20	2	7.10	10.10	71.71	10.20	17.30
F.32	49.90	49.90	48.20	9.20	2	7.00	9.10	63.70	9.50	16.50

**Tablo 4.** İncelenen motoryatlara ait makine dairesi oranları

Tekne No	Tam Boy (m)	Gövde Boyu (m)	Mak. Dairesi Kıç (%)	Mak. Dairesi Baş (%)	Mak. Dairesi Toplam %
T.1	15.00	14.50	25.52	46.21	20.69
T.2	18.33	17.50	17.14	36.57	19.43
T.3	18.95	17.40	23.56	43.10	19.54
T.4	19.00	18.00	17.78	37.22	19.44
T.5	20.00	19.50	24.62	43.08	18.46
T.6	20.70	19.50	26.67	45.64	18.97
T.7	23.90	23.00	33.04	50.87	17.83
T.8	25.00	23.20	20.26	37.50	17.24
T.9	25.00	23.50	26.38	43.83	17.45
T.10	29.50	28.20	21.28	37.94	16.67
F.1	21.00	20.50	14.63	34.63	20.00
F.2	21.20	21.00	16.67	37.14	20.48
F.3	20.75	19.50	12.82	33.85	21.03
F.4	22.00	21.20	13.68	33.96	20.28
F.5	24.70	23.20	12.07	31.03	18.97
F.6	24.75	22.80	13.16	31.58	18.42
F.7	25.20	23.70	16.88	36.29	19.41
F.8	25.60	25.00	12.80	31.60	18.80
F.9	26.20	24.00	17.08	35.83	18.75
F.10	26.20	24.80	14.11	32.26	18.15
F.11	28.00	26.70	11.99	29.59	17.60
F.12	28.00	27.00	17.78	35.74	17.96
F.13	28.50	26.90	14.87	32.71	17.84
F.14	30.00	30.00	14.00	31.00	17.00
F.15	29.90	27.50	17.45	35.27	17.82
F.16	31.10	30.80	16.88	33.77	16.88
F.17	32.00	31.00	16.45	32.58	16.13
F.18	33.50	33.40	17.37	33.53	16.17
F.19	34.36	34.20	17.25	33.33	16.08
F.20	36.50	36.50	16.44	31.92	15.48
F.21	36.80	36.50	19.45	35.89	16.44
F.22	37.00	36.80	18.75	34.78	16.03
F.23	40.00	38.50	20.78	36.62	15.84
F.24	40.08	43.95	15.93	31.06	15.13
F.25	42.00	42.00	20.71	36.19	15.48
F.26	42.50	42.50	20.82	36.12	15.29
F.27	43.00	43.00	21.16	36.28	15.12
F.28	43.00	43.00	18.60	33.02	14.42
F.29	44.06	43.85	20.07	34.44	14.37
F.30	48.00	48.00	18.75	32.50	13.75
F.31	49.90	49.90	20.44	34.67	14.23
F.32	49.90	49.90	19.04	33.07	14.03

İncelenen motoryat tipi teknenin değerlerinden elde edilen oranlar, makine dairesinin baş konumlarının tekne boyuyla birlikte değişkenlik gösterdiğini ortaya koymaktadır. Motoryatların makine dairesi toplam boyunun teknenin tam boyuna oranı ile tekne tam boyu arasında tıpkı yelkenli yatlarda olduğu gibi

logaritmik bir dağılım bulunduğu görülmüştür. Şekil 11, incelenen motoryatlardaki makine dairesi boyunun tekne tam boyuna oranının yüzde şeklinde dağılımını göstermektedir.



**Şekil 11.** Motoryatların makine dairesi boyunun tekne tam boyuna oranı

Elde edilen sonuçlar, trawler tipi motoryatların makine dairesinin uzunluğunun teknenin tam boyuna oranının, open, sport veya flybridge olarak tanımlanan motoryat tiplerininkine kıyasla daha düşük değerlerde olduğunu göstermektedir. Bununla birlikte, söz konusu orandaki farklılığın, yatların tam boyu arttıkça azaldığı da görülmektedir (Şekil 11).

## 5. Değerlendirme ve Sonuç

Yatların içinde bulunduğu deniz ortamının getirdiği statik ve dinamik kuvvetlerin etkisine bağlı olarak yat tasarım sürecinde hidrostatik, hidrodinamik, stabilite (denge), yapısal boyutlandırma gibi pek çok mühendislik hesabını gerçekleştirmektedir. Yatların seyir ve güvenliği açısından büyük öneme sahip olan pek çok donanım ve sistemi içinde barındıran makine dairesi yat tasarım sürecinde belirleyici alanlardan bir tanesidir. Bu açıdan makine dairesinin alanının bölmelendirilmesi, yat tasarım sürecinde yer alan ilk adımlardan bir tanesi olarak görülmektedir. Söz konusu bölmenin yerinin ve tekne gövdesinde kapladığı uzunluğun yat tasarım sürecinde öngörülmesi, yatın teknik alanlar dışında kalan iç mekânların tasarım sürecinde olumlu etkiye sahip olacaktır. Yapılan araştırmada, yelkenli yatlar ve motoryatlar için makine dairesinin başlangıç ve bitiş noktaları ile makine dairesi toplam uzunluğunun tekne tam boyuna oranları elde edilmiştir. Araştırmanın sonucunda ayrıca aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Yelkenli yatlarda ve motoryatlarda makine dairesinin tekne gövdesinde kapladığı alanın, tekne boyuyla ters orantılı bir şekilde değişiklik gösterdiği görülmektedir.
- Yerleşim açısından arasında farklılıklar bulunan Bodrum Guletleri ile Aynakıç tipi yatların makine dairesi uzunluğunun teknenin tam boyuna oranında gözle görülür farklılıklar olmadığı görülmektedir.

- İki farklı motoryat tipi olan trawler ve open/sport/flybridge tipi motoryatların makine dairesi uzunluğunun teknenin gövde boyuna oranlarında ciddi farklılıklar olduğu görülmektedir. Trawler tipi yatlarda bu oranın daha düşük olması, bu yat tiplerinde hız ve performansın, diğer tipe kıyasla daha geri planda tutulması ile açıklanabilir.

Yat tasarım sürecinde yat ana tipinin ve yat alt tipinin belirlenmesinin ardından tekne tam boyunun elde edilmesi, incelenmiş olan yat tipleri için makine dairesine ait temel parametreleri sağlayacaktır. Öte yandan kullanıcı odaklı bir süreç olan yat tasarım sürecinde yattan beklenen hız performansı, ekonomik seyir hızı, motor adedi, yardımcı ekipmanların sayısı ve çeşitliliği gibi pek çok faktör, makine dairesi boyutlarının belirlenmesini etkilemektedir.

## Referanslar

- Arslan, B. (2010). *Motoryatlarda İç Mekan Tasarım Süreç ve Kriterleri*. İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Aydın, M., & Yılmaz Aydın, T. (2016). Türkiye’de İnşa Edilen Yatların İç Mekan Tasarımı Üzerine Bir Araştırma. *Tasarım + Kuram*, 12(21), 61–77. <https://doi.org/10.23835/tasarimkuram.315688>
- Boat International Türkiye. (2021). *Modern Çizgilerde Absolute İmzası*. Boat International Türkiye. <http://www.boatinternational.com.tr/modern-cizgilerde-absolute-imzasi/>
- Büyükkeçeci, E., & Turan, B. I. (2018). Türkiye’de Tekne Tasarımında Tasarımcının Rolünün Araştırılması: Gulet ve Motor Yat Karşılaştırması. *UTAK 2018- 3. Ulusal Tasarım Araştırmaları Konferansı: Tasarım ve Umut Bildiri Kitabı*, 159–171.
- Göksel, M. A. (2012). *Deniz Aracı İç Mekanında Biçimleniş Süreci*. Boatbuilder Türkiye. [http://www.boatbuilderturkiye.com/yayin/292/deniz-araci-ic-mekaninda-bicimlenis-sureci\\_9010.html#.YSc2jo4zaUI](http://www.boatbuilderturkiye.com/yayin/292/deniz-araci-ic-mekaninda-bicimlenis-sureci_9010.html#.YSc2jo4zaUI)
- Kafalı, K. (1988). *Gemilerin Dizaynı*. İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Koçoğlu, H., & Helvacıoğlu, Ş. (2016). Yat tasariminda ergonomi ve örnek bir motoryat tasarimina uygulanmasi. *GİDB Dergi*, 6, 23–40.
- Köyağasıoğlu, Y. (2014). *Denizin Kanatlı Perileri Yelkenliler*. Naviga Publishings.
- Kükner, A. (2009). Türk Tipi Yelkenli Tekne Gulet. *Gemi ve Deniz Teknolojisi*, 181, 5–12.
- Kükner, A., & Kınacı, Ö. K. (2009). Bodrum Tipi Gulet Yat Serilerinin Matematiksel Modellemesi. *Gemi ve Deniz Teknolojisi*, 181, 13–17.
- Kükner, A., Sarıöz, K., Güner, M., Bal, Ş., Akyıldız, H., Aydın, M., Turan, F., & Özalper, F. (2009). *106M086 Proje No’lu Tübitak Araştırma Projesi-Türk Tipi Guletlerin İncelenmesi ve Form Optimizasyonu*.
- Larsson, L., & Eliasson, R. E. (2006). *Yat Tasarımı Temel İlkeleri*. Birsen Yayınevi.
- Özen, S. (2017). *Gemiler Sözlüğü*. Denizler Kitabevi.



Özer, P., & Tokol, T. (2021). Yatlarda ergonomi, işlev, biçim ve malzemenin donatılar üzerindeki etkisi. *IDA: International Design and Art Journal*, 3(1), 117–131.

Paker, S., & Özgeçmez, Ö. (2014). Gulet Tatili ve Kadınların Gulet Tatili Satın Alma Tercihleri Üzerine Bir Araştırma. *Dokuz Eylül Üniversitesi Denizcilik Fakültesi Dergisi*, 6(2), 101–113.

Thomas, T. (2015). *The owner's guide to superyacht naval architecture part 1 - learning your lines*. Boat International. <https://www.boatinternational.com/yachts/yacht-design/the-owner-s-guide-to-superyacht-naval-architecture-part-1-learning-your-lines--723>

Tokol, H. T. (2020). Yat İç Mekan Tasarımında Tek Gövdeli ile Çift Gövdeli (Katamaran) Yatların Karşılaştırılması. *International Journal of Interdisciplinary and Intercultural Art*, 5(11), 59–84. <https://doi.org/10.29228/ijia.132>

Turan, B. I. (2021a). Bodrum Guletleri ile Bodrum'daki Balıkçı Guletlerinin Formlarının Karşılaştırılması. *Dokuz Eylül Üniversitesi Denizcilik Fakültesi Dergisi, Özel Sayı*, 37–62. <https://doi.org/10.18613/deudfd.751944>

Turan, B. I. (2021b). Konfor ve Lüks Unsurlarının Bodrum Guletleri Üzerindeki Etkilerinin Araştırılması. *Dokuz Eylül Üniversitesi Denizcilik Fakültesi Dergisi*, 13(1), 37–55. <https://doi.org/10.18613/deudfd.942940>

Turan, B. I. (2021c). Yat Tasarım Sürecinde Tasarım-Mühendislik İlişkisi. *IDA: International Design and Art Journal*, 3(2), 210–223.

Turan, B. I., & Akman, M. (2021). Modeling and Comparison of Bodrum Gulets' Hull Forms with Round and Transom Sterns. *Journal of ETA Maritime Science*, 9(2), 120–129. <https://doi.org/10.4274/jems.2021.09327>

Turan, B. I., & Özcan, A. C. (2018). Akdeniz'e Özgü Bir Kültür ve Tasarım Etkinliği: Mavi Yolculuk ve Bodrum Guleti. 1. *Uluslararası Akdeniz Sempozyumu*, 180–200.

Türk Loydu. (2019). *Türk Loydu Kuralları Cilt C, Kısım 9-Yatların Yapımı ve Klaslanmasına İlişkin Kurallar*. Türk Loydu. <https://turkloydu.org/pdf-files/turk-loydu-kurallari/cilt-c/kisim-9-yatlarin-yapimi-ve-klaslanmasına-iliskin-kurallar-2019-TEMMUZ.pdf>

Türkiye Cumhuriyeti Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı. (2015). *Gemi ve Su Araçlarının İnşa, Tadilat ve Bakım-Onarım Yönetmeliği*. Mevzuat Bilgi Sistemi. <https://www.mevzuat.gov.tr/mevzuat?MevzuatNo=21217&MevzuatTur=7&MevzuatTertip=5>

# Kayıcı Teknelerde İleri Hızın Yan Ötelenme Kuvveti ve Savrulma Momentine Olan Etkisi

Emre Kahramanoğlu

Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi, İzmir, Türkiye

emre.kahramanoglu@ikcu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-3646-1170

## ÖZET

Bir çok alanda yaygın bir şekilde kullanılmakta olan kayıcı tekneler sakin suda seyretmeler dahi deplasman tipi teknelerden farklı bir hidrodinamik davranışa sahiptir. Bu durum bu tip teknelerin manevra parametrelerinin hesaplanmasını cazip bir hale getirmektedir. Bu çalışmada farklı ilerleme hızları ve farklı hücum açılarında, kayıcı bir tekneye etki eden yan ötelenme kuvveti ve savrulma momentini URANS yöntemi yardımıyla elde edebilmek için sayısal statik sürüklenme analizleri yapılmıştır. Sonuçlar yan ötelenme kuvveti ve savrulma momentinin ileri hız değişiminden ciddi oranda etkilendiğini ve bunun sonucunda hidrodinamik türevlerin %50'nin üstünde bir değişime uğradığını göstermektedir. Bu nedenle özellikle ön kayıcı ve kayıcı bölgelerde, kayıcı teknelerin hidrodinamik türevlerinin doğru bir şekilde tahmin edilebilmesi için ileri hızın hesaplamalara dâhil edilmesi gerekmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Kayıcı tekne, statik sürüklenme, yan ötelenme kuvveti, savrulma momenti

**Makale geçmişi:** Geliş 27/10/2021 – Kabul 17/12/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.1015362>

# The Effect of Forward Speed on Sway Force and Yaw Moment for Planing Hulls

Emre Kahramanoglu

Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Izmir Katip Celebi University, Izmir, Turkey

emre.kahramanoglu@ikcu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-3646-1170

## ABSTRACT

Planing hulls, commonly used in many areas, have different hydrodynamic behavior than the displacement hulls, even in calm water. Therefore, this makes the calculation of the maneuvering parameters of these hulls appealing. In the present study, a planing hull's numerical static drift analyses are performed using the unsteady RANS approach to evaluate the sway force and yaw moment at different angles of attack and advance velocities. The results show that the sway force and yaw moment are considerably affected by the advance velocity change, resulting in a variation of hydrodynamic derivatives above 50%. Thus, the forward speed should be included in the calculations for the accurate prediction of hydrodynamic maneuvering derivatives of planing hulls, especially in pre-planning and planing regimes.

**Keywords:** Planing hull, static drift, yaw moment, sway force

**Article history:** Received 27/10/2021 – Accepted 17/12/2021

## 1. Introduction

With the globalization of the world, time becomes very important in terms of transportation not only on highways and railways but also in a seaway. Due to this fact, the design of high-speed vessels is becoming an important topic both in commercial and military fields. Since the hydrodynamic lift force, which is dominant compared to the other forces, causes high translational and rotational motions in the planing regime, the determination of these hulls' hydrodynamic characteristics can be more complicated. Similar to this complexity of the vertical and lateral motions in calm water and waves, prediction of maneuvering performance of these hulls is deemed to be challenging.

Maneuvering is one of the most challenging problems in the hydrodynamic field and it is commonly investigated with experiments, numerical methods and empirical formulations. Due to several difficulties and lack of experimental facilities, numerical methods or empirical formulations are generally applied for the prediction of maneuvering performance of the vessels. The maneuvering motion of a vessel can be directly simulated or tested. However, direct maneuvering simulation is rather difficult, and it requires significant computational time. Hence, system-based approaches, which require a mathematical model, are used to predict the maneuvering performance.

Amongst the different mathematical models, the Abkowitz model (Abkowitz 1964), the MMG model (Yoshimura 2005, Yasukawa and Yoshimura 2015) and Norrbins model (Norrbins 1970) are generally used for the maneuvering studies in the literature. In order to implement the mathematical models, the hydrodynamic derivatives should be calculated using static and dynamic techniques experimentally or numerically. Although the maneuvering studies in the literature generally focus on low-speed displacement types of vessels, there are also some studies for the planing hulls. The studies in this field were first conducted using experimental techniques. In this regard, Plante et al. (1998) performed pure sway, pure yaw and yaw with drift experiments to get a better insight into hydrodynamic forces and moments acting on a planing hull during maneuvering. In this study, draught, trim angle, forward speed and sway and yaw velocities were changed systematically to explore their effects on the forces and moments. The authors also developed a mathematical model to formulate maneuvering of the vessel. The static model tests' results were found to be in good agreement with those of dynamic results. Kimoto et al. (2004) and Katayama et al. (2005) conducted comprehensive experiments to understand the behavior of the planing hull during maneuvering. The authors firstly implemented the oblique towing test using three different planing hulls and measured the forces and moments acting on the hull. They also measured the trim angle, heel angle and sinkage during the oblique towing tests to understand the effect of these tests on running attitude. Moreover, they performed PMM tests for a better understanding of this phenomenon. The results showed that the running attitude was significantly affected by drift angle, forward speed and L/B (ratio of length and beam). Katayama et al. (2009) developed a simulation that is based on experimental data to understand the behavior of a high-speed trimaran during maneuvering. Kazerooni and Seif (2017) investigated the influence of the forward speed on hydrodynamic derivatives of a planing hull experimentally and it was found out that forward speed has a significant effect on hydrodynamic derivatives.

In addition to these studies conducted using the experimental methods, the empirical formulations can be used to predict the hydrodynamic response of the planing hull during maneuvering. Lewandowski (1994, 1995 and 1996) presented empirical equations to predict the trajectory of the planing hulls as well as roll, sway and yaw motion coefficients. These equations were derived from the experiments performed by Brown and Klosinski (1994a and 1994b). Since the empirical methods have some limitations, they can be mainly used for preliminary design studies. Due to this fact, some researchers tried to predict this type of motion using 2D and 2D+t methods to overcome this problem.

Morabito (2015) calculated the side forces and yawing moment acting on a planing hull by integrating wedge impact forces predicted by Judge (2000). The forces and moments were predicted when the heel angle equals zero and the results were compared with experimental data. The author obtained promising results at keel-wetted length 1.5-3 beams. In a recent study by Tavakoli and Dashtimanesh (2018), a 2D+t model was developed to simulate PMM tests for planing hulls. The results obtained using the developed model were found to be in good agreement with the experimental data. Ghadimi and Panahi (2019) investigated the effect of the step on forces and moments acting on the planing hull numerically during steady yawed motion. They found out that the yawing moment for non-stepped and stepped planing hulls were similar, while the sway force and roll moment predicted for stepped planing hulls were smaller than those of non-stepped planing hulls.

Within this framework, there are still several parameters (e.g., forward speed, loading coefficient, deadrise angle, etc.) that need to be investigated to understand their effects on the maneuvering of planing hulls. Also to the best of the author's knowledge, the studies investigating the maneuvering motion of planing hulls using the CFD approach are scarce in the literature. The main purpose of this study is to show the effect of the forward speed in the planing regime on sway force, yaw moment as well as related hydrodynamic derivatives (i.e.,  $Y_v$ ,  $N_v$ , etc.) numerically.

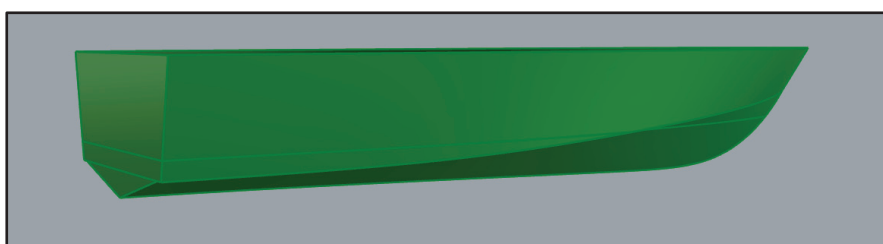
The commercial CFD solver was used in numerical computations to discretize URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes) equations using the finite volume method. The overset mesh technique was adopted to solve the flow field around the planing hull. The verification study was performed, and the results were validated with the available experimental data. Following this, the static drift simulations were conducted at different Froude numbers and drift angles to compute sway force and yaw moments and hence hydrodynamic derivatives.

## 2. Numerical Modelling

In this part, the numerical modeling is explained including 3 subsections. Firstly, the planing hull model is presented and the test matrix is explained. After that, detailed information about the numerical model is given such as physical modeling, boundary conditions, computational domain.

### 2.1. Planing Hull Model and Test Cases

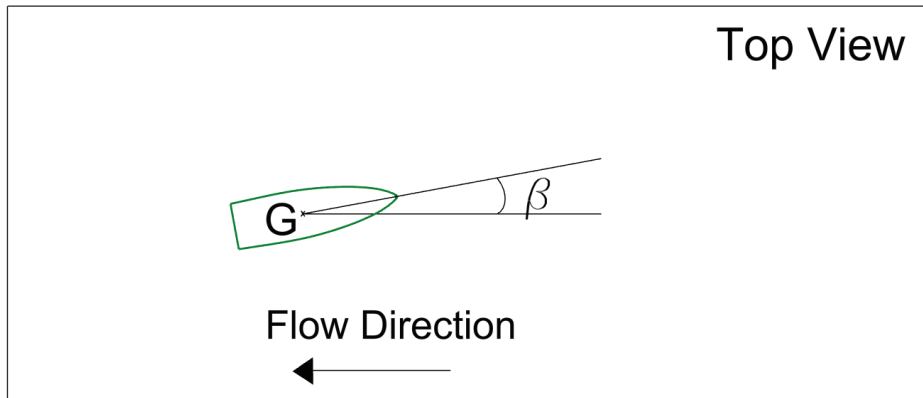
In the present study, the C2 model, which is one of the Naples warped hard chine hulls systematic series, was used. The main particulars of the planing hull model and the 3D view are presented in Table 1 and Figure 1, respectively. The details of the planing hull model can be found in the study of De Luca and Pensa (2012). The test matrix is given in Table 2, and the schematic view of the cases is shown in Figure 2, where  $G$  and  $\beta$  represent the center of gravity and the angle of attack, respectively.



**Figure 1.** The 3D view of the planing hull model

**Table 1.** The main particulars of the model

Main Particular	Symbol	Unit	C2 Model
Overall Length	$L_{OA}$	m	2.611
Waterline Length	$L_{WL}$	m	2.400
Waterline Beam	$B_{WL}$	m	0.660
Draught	T	m	0.122
Wetted Surface	S	$m^2$	1.500
Longitudinal Center of Gravity	LCG	m	0.945
Vertical Center of Gravity	VCG	m	0.171
Displacement	$\Delta$	kg	96.82



**Figure 2.** The schematic view of the test matrix

**Table 2.** The numerical test matrix

V (m/s)	$F_n = V / \sqrt{gL_{WL}}$ (-)	$-\beta$ (degree)
2.5	0.515	0, 3, 5, 7, 10
3.0	0.618	0
3.5	0.721	0, 3, 5, 7, 10
4.0	0.824	0
4.5	0.927	0, 3, 5, 7, 10
5.0	1.030	0
5.5	1.134	0, 3, 5, 7, 10
6.0	1.237	0

It is noted that if  $\beta$  equals zero that means the vessel is symmetrical with respect to the centerline. Therefore, the outputs of these cases mean typical resistance simulations. The angle of attack ( $\beta$ ) was selected and altered from 0 to 10 systematically in the pre-planing and the planing regimes as given in Table 2 to see the influence on the sway force and yaw moment.



## 2.2. Physical Model

In the numerical calculations, a commercial viscous solver, Star CCM+ 14.02, based on the Finite Volume Method (FVM) was used in all numerical simulations. The governing equations are the conservation of the mass and the momentum equations. The flow was assumed 3D, unsteady, fully turbulent, incompressible and Newtonian. To model the pressure-velocity coupling in the pressure field, SIMPLE (Semi Implicit Pressure Linked Equations) algorithm was utilized. The segregated flow model was selected and the VOF (Volume of Method) method was used in order to consider the free surface effects. So as to minimize the NVP (Numerical Ventilation Problem), the HRIC (High-Resolution Interference Capture) scheme was modified as proposed in the study of Mancini (2016).

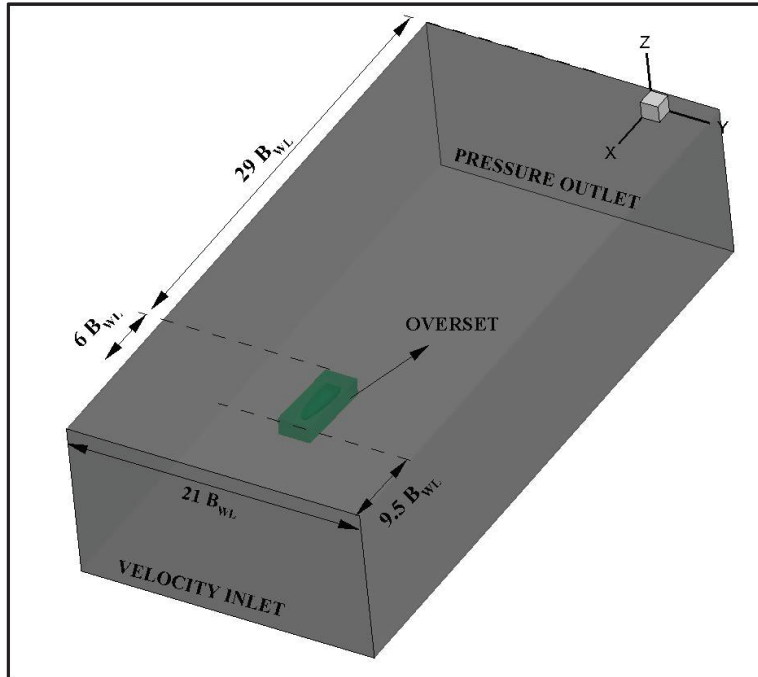
**Table 3.** The main features of the physical model

Convictional discretization	Second-order
Temporal discretization	First-order
Turbulence model	k- $\epsilon$
Pressure Link	SIMPLE
Interpolation option	Linear
Iteration per one time-step	10

Also, the k- $\epsilon$  turbulence model, which has been widely used in studies on planing hulls (e.g., Sukas et al. 2017, Kahramanoglu et al. 2020), was selected. The wall  $y^+$  was kept between 30 and 300 for this turbulence model as recommended by Siemens PLM (2019). The hull was presumed to be free to sink and trim in all analyses to replicate the experiment conditions. Therefore, DFBI (Dynamic Fluid-Body Interaction) module was activated to represent the 2 DOF (Degree of Motion) motion accurately. Time step resolution was set to 0.002 s by considering the ITTC (2011) recommendations. The main features of the physical model are presented in Table 3.

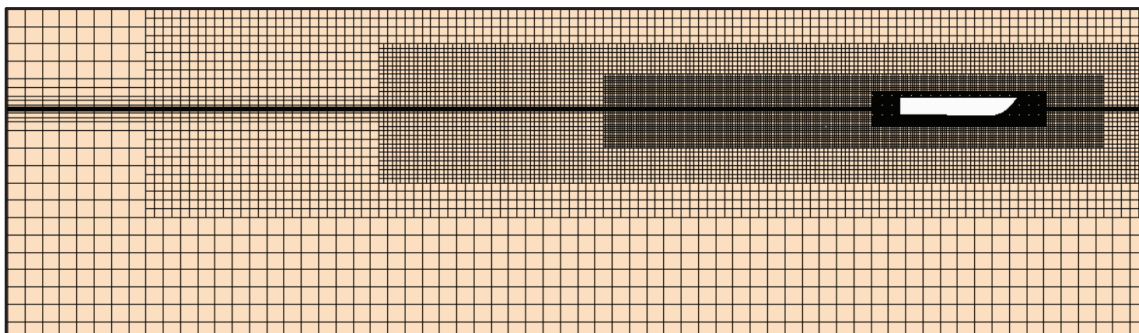
## 2.3. Computational Domain, Boundary Conditions and Mesh Generation

A rectangular computational domain was used to investigate the 2DOF motions of the planing hull. As shown in Figure 3, the right side of the computational domain was selected as pressure outlet, while the others were selected as velocity inlet. The computational domain dimensions were set to 7  $B_{WL}$  down and 3  $B_{WL}$  up from the overset region and 21  $B_{WL}$  side to avoid any possible reflection or deflection of the free surface. The size of the computational domain and the boundary conditions were selected similar to other studies in the literature conducted using planing hulls (Mousaviraad et al. 2015, Kahramanoglu et al. 2021). During the simulations, the trim angle was measured around Y-axis and the hull was kept free up or down in Z-direction.



**Figure 3.** Representation of computational domain and the boundary conditions

The computational domain was discretized with a finite number of fully hexahedral elements. The overset mesh, which is one of the advanced meshing techniques, was applied to represent high translation and rotation motions accurately. In this mesh technique, the computational domain is divided into two main zones, namely the overset and the static. The mesh was refined from static to overset zones and the transition zone, which is also called the overlap zone, was created to provide a smooth transition between the cells. The grid resolution around the planing hull can be seen in Figure 4.



**Figure 4.** Grid structure around the planing hull

### 3. Verification Study

The verification study was performed using GCI (Grid Convergence Index) method, which is commonly used in numerical ship hydrodynamic studies (e.g., Duman and Bal 2019). The method based on Richardson Extrapolation (1910) was applied by following the methodology proposed by Celik et al. (2008) to determine the grid spacing and time step uncertainties. The detailed information can be found in related references (Stern et al. 2001, Celik et al. 2008).

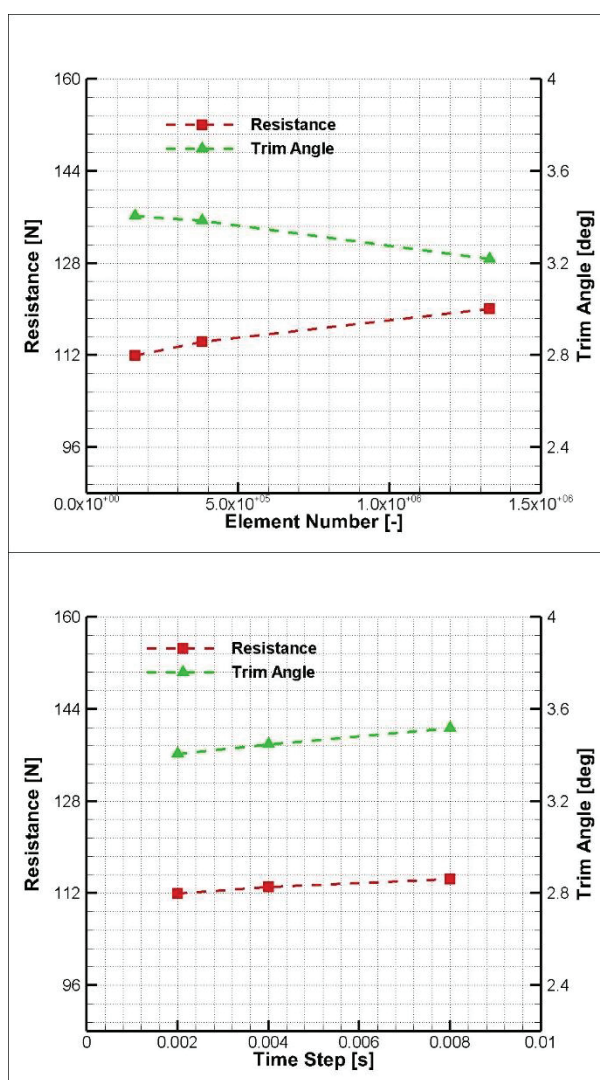
In order to implement this procedure, three different solutions in terms of grid spacing and time-step are required. The refinement factors were selected as  $\sqrt{2}$  and 2 for grid spacing and time step size,

respectively. They were kept constant during the verification study. The forward speed was also kept constant at  $V=3.5$  m/s (i.e.,  $F_n = 0.721$ ) and the angle of attack was set to zero. The element numbers and time step sizes are listed in Table 4.

**Table 4.** The element numbers and time step sizes

	Element Number	Time Step Size
Coarse	$0.16 \times 10^6$	0.002 s
Medium	$0.38 \times 10^6$	0.004 s
Fine	$1.33 \times 10^6$	0.008 s

Figure 5 shows the effects of grid spacing and time step size on resistance and trim angle. The results for different grid spacing and time step resolution, as well as uncertainty percentage (%U) of the numerical solution, are given in Table 5. It should be also noted the iterative uncertainty was neglected since it is recessive among them (Larsson and Zou, 2014).



**Figure 5.** Results of the total resistance and trim angle in terms of element number and time step size ( $V=3.5$  m/s,  $\beta = 0^\circ$ )

**Table 5.** The uncertainty values of resistance and trim angle in terms of grid spacing and time step

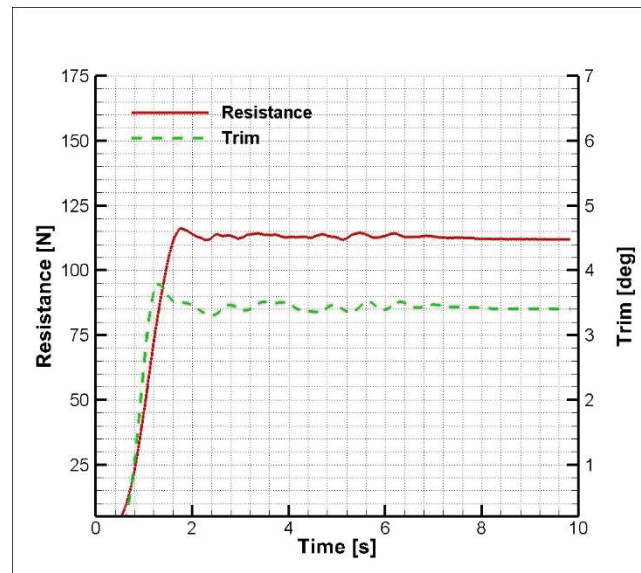
	Grid Spacing		Time Step	
	Resistance	Trim	Resistance	Trim
Fine	111.98	3.405	111.98	3.405
Medium	114.32	3.384	113.04	3.445
Coarse	120.04	3.217	114.38	3.516
R	0.409	0.126	0.799	0.563
U %	1.812	0.111	4.733	1.895

#### 4. Results

In this part, the numerical results are presented in 2 subsections. Before presenting the results of the static drift simulations, the results of the towing simulations (zero drift angle) are given to show the consistency of the numerical model and validation purposes.

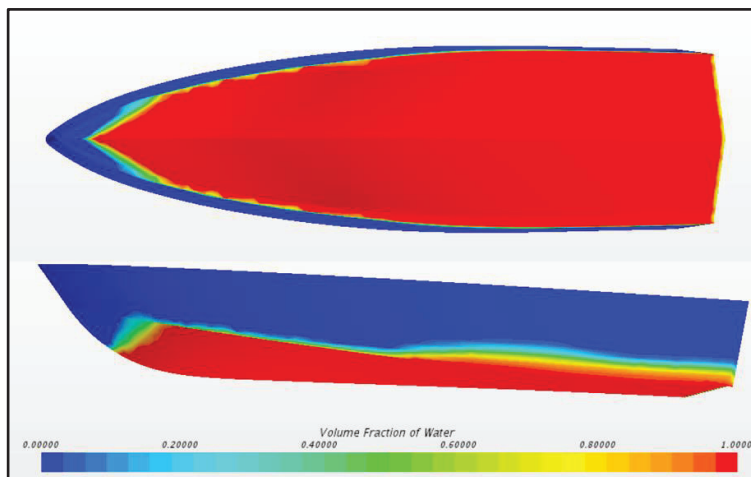
##### 4.1. Towing Tank Analyses (Zero Drift Angle)

In order to show the accuracy of the numerical calculations, the numerical results are generally validated with the experimental data. Before the validation, the consistency of the numerical results should be checked for scalar values (e.g., resistance, trim, sinkage, etc.). In this regard, Figure 6 shows the change in resistance and trim values with time at  $F_n=0.721$ . As can be seen in Figure 6, convergence is obtained for resistance and trim values.



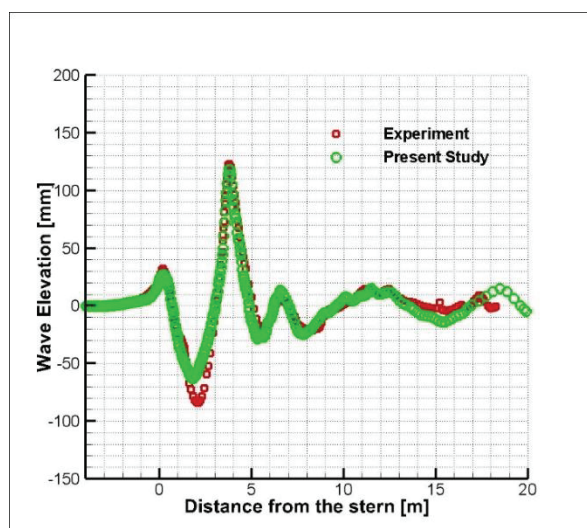
**Figure 6.** Time history of the resistance and trim values

Following this, as the numerical ventilation is one of the significant problems for the planing hulls, the volume fractions of the fluids should be checked to prove that there is no numerical ventilation under the hull. Figure 7 shows the VOF scalar scene at  $F_n=0.721$ . As shown in Figure 7, the air is not present under the hull.

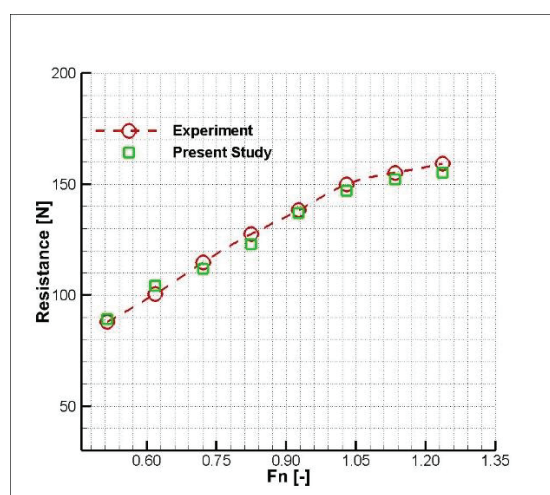


**Figure 7.** The volume fraction of the fluids

Figure 8 shows the free surface deformation calculated with the numerical solver are compared with the experimental data. As can be seen in Figure 8, the wave elevation is in good agreement with the experimental data with some differences at the peak values.



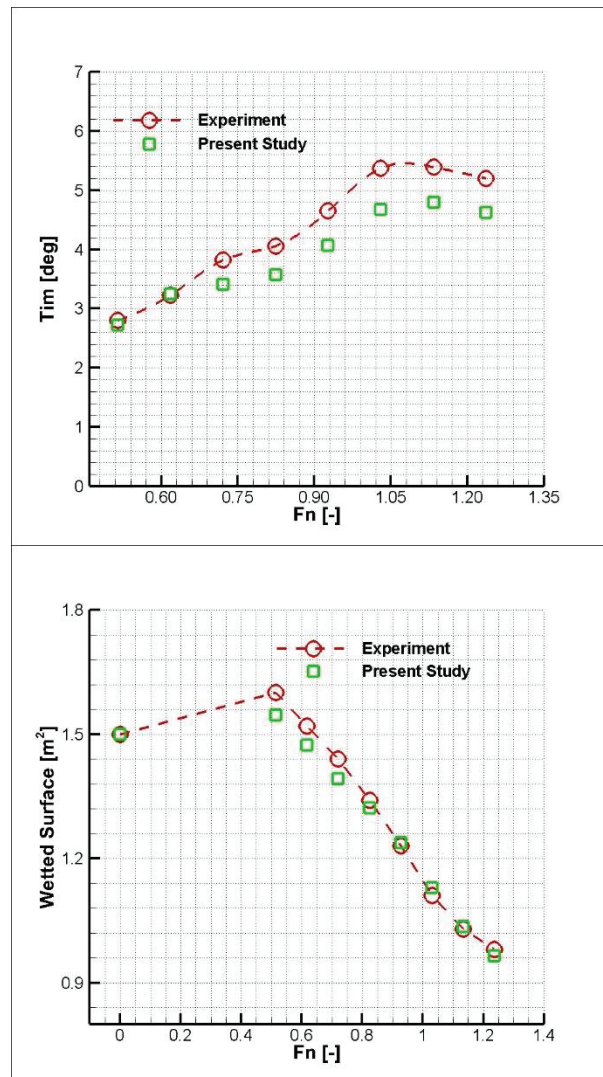
**Figure 8.** The wave-cut at ( $y/B = 1.704$ ) ( $Fn = 0.721$ )



**Figure 9.** The comparison of the total resistance



The resistance, trim and dynamic wetted area values are also compared with experimental data in Figures 9 and 10, respectively. As shown in Figure 9, the resistance values correspond very well with the experimental data. With regard to trim values, the results match with the experimental data up to  $Fn = 0.75$  where the pre-planing regime is expected to start. After  $Fn = 0.75$ , there is around a 10% difference between the experimental results and CFD results. This might be because of the measurement difficulties during the experiments and/or the numerical modelling. Furthermore, similar to total resistance values, the dynamic wetted area values obtained from the numerical model are found to be in good agreement with the experimental data at different Froude numbers, as given in Figure 10.



**Figure 10.** The comparison of the trim values and wetted surface areas

#### 4.2. Static Drift Analyses

As shown in the test matrix (i.e., Table 2), the analyses were performed for different drift angles. Due to the lack of experimental data, the numerical results could not be validated. The measured forces and moment at different drift angles are non-dimensionalized using Equation (1), (2) and (3) similar to Katayama et al. (2005) to make a fair comparison.



$$X' = \frac{F_x}{\frac{1}{2} \rho L_{WL} T V^2} \quad (1)$$

$$Y' = \frac{F_y}{\frac{1}{2} \rho L_{WL} T V^2} \quad (2)$$

$$N' = \frac{M_z}{\frac{1}{2} \rho L_{WL}^2 T V^2} \quad (3)$$

Here;  $F_x$ ,  $F_y$  and  $M_z$  depict the longitudinal force, the sway force and the yaw moment acted on the hull, respectively and  $\rho$  is the density.  $L_{WL}$  and  $T$  represent the load water line and draught, while  $V$  depicts the forward velocity. The total non-dimensional longitudinal force ( $X'$ ), sway force ( $Y'$ ) and yaw moment ( $N'$ ) values are listed in Table 6 and plotted in Figures 11 and 12 at different angles of attack and forward speeds. Even the angles of attack are systematically altered, it is still observed that the forces and moments convergence as similar to Figure 6.

**Table 6.** Total non-dimensional longitudinal force, sway force and yaw moment values

$-\beta$ (°)	$V = 2.5 \text{ m/s}$			$V = 3.5 \text{ m/s}$			$V = 4.5 \text{ m/s}$			$V = 5.5 \text{ m/s}$		
	$X'$	$Y'$	$N'$	$X'$	$Y'$	$N'$	$X'$	$Y'$	$N'$	$X'$	$Y'$	$N'$
3.0	0.0975	0.0241	0.0080	0.0641	0.0274	0.0054	0.0469	0.0241	0.0019	0.0346	0.0124	0.0018
5.0	0.0979	0.0423	0.0140	0.0654	0.0492	0.0096	0.0471	0.0413	0.0037	0.0346	0.0238	0.0027
7.0	0.1002	0.0649	0.0204	0.0670	0.0742	0.0134	0.0481	0.0594	0.0056	0.0357	0.0371	0.0037
10.0	0.1037	0.1058	0.0317	0.0714	0.1207	0.0177	0.0503	0.0877	0.0067	0.0365	0.0579	0.0042

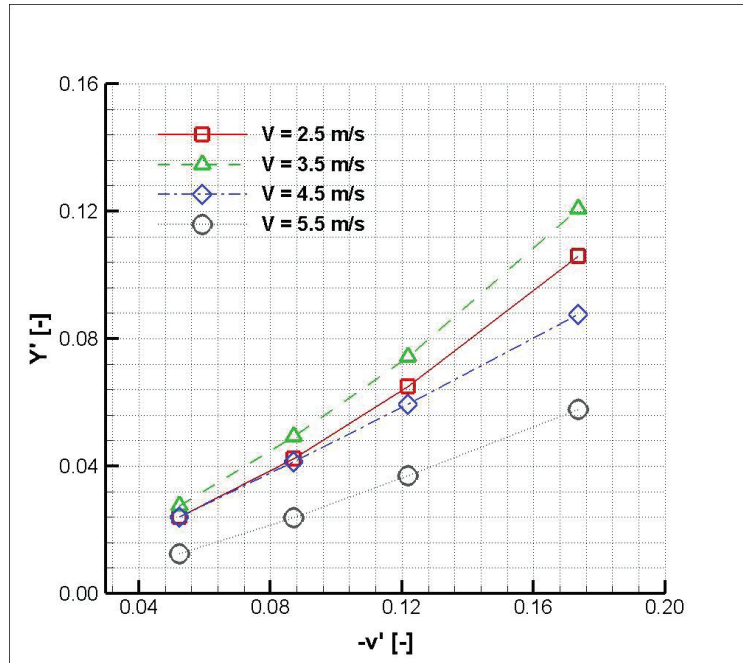
As shown in Figures 11 and 12, the trend of non-dimensional sway force and yaw moments are different at different forward speeds. Therefore, it is expected that the hydrodynamic derivatives, which can be derived from static drift analyses, should be different. To calculate the hydrodynamic derivatives, a third-degree polynomial is fitted ( $y = ax + bx^3$ ) to the non-dimensional values using the least square method for each case as follows:

$$v' = \frac{v}{V} = \frac{V \sin \beta}{V} = \sin \beta \quad (4)$$

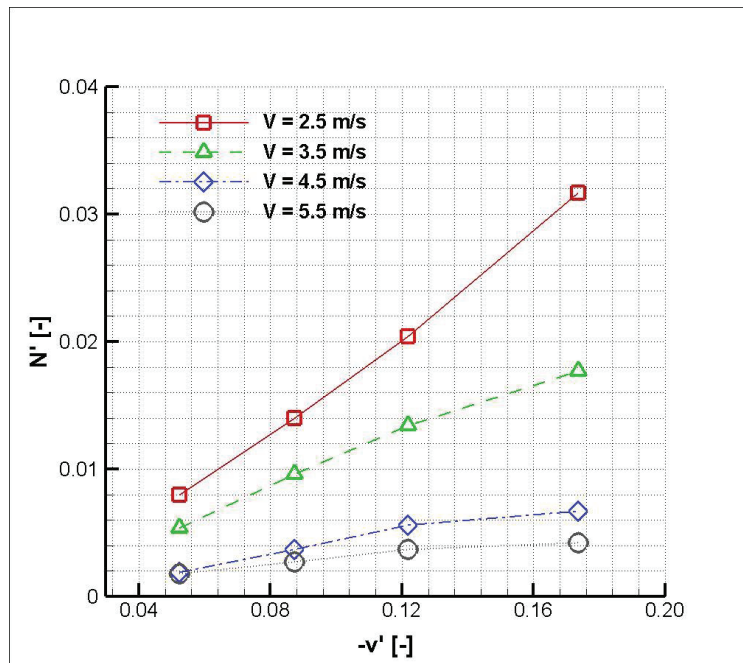
$$Y' = Y_v' v' + Y_{v^3}' (v')^3 \quad (5)$$

$$N' = N_v' v' + N_{v^3}' (v')^3 \quad (6)$$

Here,  $v'$  is the non-dimensional sway velocity.

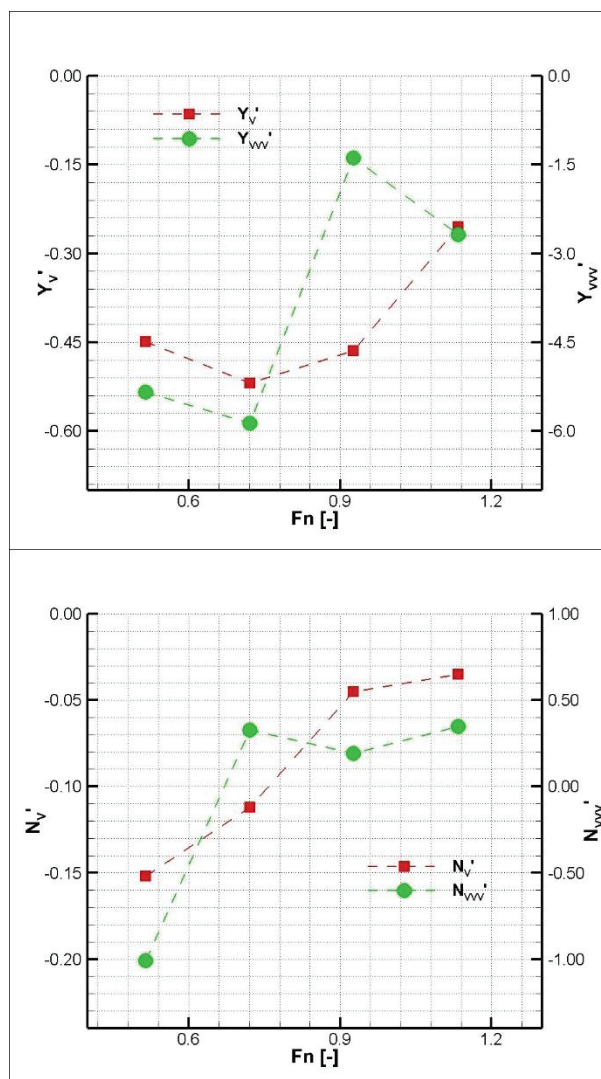


**Figure 11.** The non-dimensional sway forces for different forward speeds



**Figure 12.** The non-dimensional yaw moments for different forward speeds

The effect of the forward speed on hydrodynamic derivatives is shown in Figure 13. It is obvious that the forward speed has a significant effect on hydrodynamic derivatives. The maximum changes in hydrodynamic derivatives are found to be 50%, 75%, 77% and 135% for  $Y_v'$ ,  $Y_{vw}'$ ,  $N_v'$  and  $N_{vw}'$ , respectively. This shows that the hydrodynamic coefficients should be calculated for every different forward speed in pre-planing and planing regimes, unlikely to displacement type hulls (Yoon, 2009).



**Figure 13.** The change of the hydrodynamic derivatives with forward speed

## 5. Conclusions

In the present study, the effect of the forward speed on the forces and moments acting on the planing hulls in maneuvering was investigated numerically. Within this scope, the static drift analyses of a planing hull were conducted via the URANS approach in a wide range of forward speed. The validation and verification study was performed for resistance, trim and wetted area and a good correlation was found. The numerical analyses carried out in this study suggest some crucial results for the evaluation of hydrodynamic derivatives for maneuvering performance of planing hulls. The outcomes can be summarized by the following,

- The forward speed has a remarkable effect on both sway force and yaw moment in pre-planing and planing regimes.
- The hydrodynamic derivatives are strongly affected by the change of forward speed. Thus, the effect of forward speed should be taken into account for the calculations of hydrodynamic derivatives for the maneuvering performance of planing hulls.
- The results show that the mathematical models neglecting the forward speed may not be suitable for the accurate prediction of the maneuvering performance of planing hulls.

This study recommends that the mathematical model of maneuvering motion that is adopted for planing hulls should be reviewed by the researchers. Therefore, as future work, the effects of the forward speed on other hydrodynamic derivatives will be investigated with the aid of PMM analysis to reach a general conclusion.

### Acknowledgement

The author thanks Dr. Ferdi Çakıcı and Mr. Savaş Sezen for their valuable contributions to the paper. The author also thanks Dr. Ferdi Çakıcı for providing the software and workstation.

### References

Abkowitz, M.A., 1964. 'Lectures on Ship Hydrodynamics Steering and Maneuverability Technical Report', Technical Report Hy-5. Hydro and Aerodynamic Laboratory, Lyngby, Denmark.

Brown, P.W. and Klosinski, W.E., 1994a. 'Directional Stability Tests of Two Prismatic Planing Hull', Stevens Institute of Technology, US Coast Guard, Hoboken, New Jersey.

Brown, P.W. and Klosinski, W.E., 1994b. 'Directional Stability Tests of a 30 Degree Deadrise Prismatic Planing Hull. Stevens Institute of Technology', US Coast Guard, Hoboken, New Jersey.

Çelik, I., Ghia, U., Roache, P., Fretias, C. J., Coleman, H. and Raad, P. E., 2008. 'Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications', J. Fluids Eng., vol. 130, no. 7, pp. 078001-078001-4.

De Luca, F. and Pensa, C., 2012. 'Experimental Investigation on Conventional and Unconventional Interceptors', Trans RINA Part B Int J Small Craft Tech, vol. 153, pp. B65-B72.

Duman, S. and Bal, S., 2019. 'A quick-responding technique for parameters of turning maneuver', Ocean Engineering, vol. 179, 189-201.

Ghadimi, P. and Panahi, S., 2019. 'Numerical investigation of hydrodynamic forces acting on the non-stepped and double-stepped planing hulls during yawed steady motion', Proc. Inst. Mech. Eng. Part M J. Eng. Marit. Environ., vol. 233, no. 2, pp. 428-442.

ITTC, 2011. 'Recommended Procedures and Guidelines - Practical guidelines for Ship CFD Applications'.

Judge, C., 2000. 'A theory for asymmetric vessel impact with horizontal impact velocity', University of Michigan, Ph.D. dissertation.

Kahramanoğlu, E., Çakıcı, F. and Doğrul, A., 2020. 'Numerical Prediction of the Vertical Responses of Planing Hulls in Regular Head Waves', J. Mar. Sci. Eng., vol. 8, no. 6.

Kahramanoğlu, E., Yıldız, B., Çakıcı, F. and Yılmaz, H., 2021. 'Numerical Roll Damping Prediction of a Planing Hull', Ships and Offshore Structures, vol. 16, no 4, 363-372.

Katayama, T., Kimoto, R. and Ikeda, Y., 2005. 'Effects of Running Attitudes on Manoeuvring Hydrodynamic Forces for Planing Hulls', International Conference on Fast Sea Transportation (FAST), St. Petersburg, Russia.

Katayama, T., Taniguchi, T., Fujii, H. and Ikeda, Y., 2009. 'Development of Maneuvering Simulation Method for High Speed Craft using Hydrodynamic Forces Obtained from Model Tests', 10th International Conference on Fast Sea Transportation (FAST), Athens, Greece.

Kazerooni, M. F. and Seif, M.S., 2017. 'Experimental evaluation of forward speed effect on maneuvering hydrodynamic derivatives of a planing hull', 49 Sci. J. Marit. Univ. Szczec., vol. 121, no. 49, pp. 40–53.

Kimoto, R., Ikeda, Y. and Katayama, T., 2004. 'Effects of Running Attitude on Hydrodynamic Forces for Oblique Towed Planing Craft', Proc. 2nd Asia-Pacific Workshop Hydrodynamics, pp. 115–122.

Larsson, L. and Zou, L., 2014. "Evaluation of Resistance, Sinkage and Trim, Self-Propulsion and Wave Pattern Predictions". In L. Larsson, F. Stern, & M. Visonneau (Eds.), Numerical Ship Hydrodynamics (pp. 17–64). Springer Netherlands.

Lewandowski, E.M., 1994. 'Trajectory prediction for high-speed planing craft', Int. J. Shipbuilding Progress, vol. 41, pp. 137–148.

Lewandowski, E.M., 1995. 'The transverse dynamic stability of hard chine planing craft' in: Paper Presented at: Proceedings of the Sixth International Symposium on Practical Design of Ships and Mobile Units, Seoul, Korea.

Lewandowski, E.M., 1996. 'Prediction of the dynamic roll stability of hard-Chine planing craft', Journal of Ship Research, vol. 40, pp: 144–148.

Mancini, S. 2016. 'The Problem of the Verification and Validation Processes of CFD Simulations of Planing Hulls', PhD Thesis, Universita Degli Studi Di Napoli Federico II, Italy.

Morabito, M.G., 2015. 'Prediction of planing hull side forces in yaw using slender body oblique impact theory', Ocean Engineering, vol. 101, pp. 47–57.

Mousaviraad, S.M., Wang, Z. and Stern F., 2015. 'URANS studies of hydrodynamic performance and slamming loads on high-speed planing hulls in calm water and waves for deep and shallow conditions', Applied Ocean Research, vol. 51, 222-240.

Norrbin, N.H., 1970. 'Theory and observation on the use of a mathematical model for ship manoeuvring in deep and confined waters' 8th Symposium on Naval Hydrodynamics, USA.

Plante, M., Toxopeus, S., Blok, J. and Keuning A., 1998. 'Hydrodynamic manoeuvring aspects of planing craft', International Symposium and Workshop on Forces Acting on a Manoeuvring Vessel, Val de Reuil, France.

Richardson, L. F., 1910. 'The Approximate Arithmetical Solution by Finite Differences of Physical Problems Involving Differential Equations, with an Application to the Stresses in a Masonry Dam.' Philos. Trans. R. Soc. Lond., vol. 210, 307-357.

Siemens PLM, 2019. 'STAR CCM+ User Guide', Version 14.02.

Stern, F., Wilson, R.V., Coleman, H.W. and Paterson, E.G., 2001. 'Comprehensive Approach to Verification and Validation of CFD Simulations—Part 1: Methodology and Procedures', J. Fluids Eng., vol. 123, no. 4, pp. 793–802.

Sukas, O.F., Kinaci, O. K. Cakici, F. and Gokce, M. K., 2017. 'Hydrodynamic assessment of planing hulls using overset grids', Appl. Ocean Res., vol. 65, pp. 35–46.

Tavakoli, S. and Dashtimanesh, A., 2018. 'Mathematical simulation of planar motion mechanism test for planing hulls by using 2D+T theory', *Ocean Eng.*, vol. 169, pp. 651–672.

Yasukawa, H. and Yoshimura, Y., 2015. 'Introduction of MMG standard method for ship maneuvering predictions', *J. Mar. Sci. Technol.*, vol. 20, 37–52.

Yoon, H., 2009. 'Phase-averaged stereo-PIV flow field and force/moment/motion measurements for surface combatant in PMM maneuvers', PhD Thesis, University of IOWA.

Yoshimura, Y., 2005. 'Mathematical model for manoeuvring ship motion (MMG Model)', In: *Workshop on Mathematical Models for Operations Involving Ship-Ship Interaction*, Tokyo, Japan, pp. 1–6.



# Başlıca Ticari Gemi Tiplerinin Ortalama Filo Hızlarının Modellenmesi ve Analizi

**Abdullah Açık**

Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, Türkiye

abdullah.acik@deu.edu.tr, ORCID: 0000-0003-4542-9831

## ÖZET

Bu çalışmada, deniz taşımacılığında ana piyasa türleri olan konteyner, kuru yük ve ham petrol filolarının ortalama hızlarını navlun oranı, yakıt fiyatı, filo büyüklüğü ve faiz oranı gibi dış faktörleri kullanarak tahmin ve analiz edilmiştir. Teorik çerçeveye uygun olarak, navlun ve faiz oranları ortalama hızları olumlu yönde etkilerken, yakıt fiyatı ve filo büyüklüğü olumsuz yönde etkilemektedir. Navlun oranı en çok konteyner filosunun ortalama hızını etkilerken, yakıt fiyatı, filo büyüklüğü ve faiz oranı en çok ham petrol filosunun ortalama hızını etkilemektedir; kuru yük filosunun ortalama hızı yakıt fiyatından ve filo büyüklüğünden en az etkilenmektedir; ve konteyner filosunun ortalama hızı faiz oranından en az etkilenmektedir. Genel olarak, faktörler arasındaki katsayı büyüklükleri göz önüne alındığında, üç pazarın ortalama hızlarında en etkili faktör filo büyüklükleridir. Böylece navlun ve yakıt fiyatı çerçevesinde sıkışmış olan ampirik literatüre yeni boyutlar eklenmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Gemi hızı, yakıt fiyatı, navlun oranı, faiz oranı.

**Makale geçmişi:** Geliş 05/11/2021 – Kabul 16/12/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.1019581>

# Modeling and Analyzing the Average Fleet Speed of Major Commercial Ship Types

Abdullah Açık

Dokuz Eylül University, İzmİr, Turkey

abdullah.acik@deu.edu.tr, ORCID: 0000-0003-4542-9831

## ABSTRACT

In this study, the average speeds of container, dry bulk and crude oil fleets, which are the main market types in maritime transportation, are estimated and analyzed by using external factors such as freight rate, bunker price, fleet size and interest rate. Freight and interest rates affect the average speeds positively, while bunker price and fleet size negatively affect in accordance with the theoretical justifications. The freight rate mostly affects the average speed of the container fleet, while bunker price, fleet size and interest rate mostly affect the average speed of the crude oil fleet; the average speed of the dry bulk fleet is least affected by the fuel price and fleet size; and the average speed of the container fleet is least affected by the interest rate. In general, when the coefficient sizes between the factors are considered, the most effective factor in average speeds of the three market is their fleet size. Thus, new dimensions have been added to the empirical literature stuck in the framework of freight rate and bunker price.

**Keywords:** Vessel speed, bunker price, freight rate, interest rate

**Article history:** Received 05/11/2021 – Accepted 16/12/2021

## 1. Introduction

The speed of the ship is the most important factor affecting the productivity of the ship. With faster sail times, more cargo can be transported in a given period (Alderton, 2008:45). However, since the ship's speed increase directly affects the voyage costs (Lui, 2012:391), different speed choices can be observed in every market and voyage conditions. Therefore, the speed that maximizes profitability can vary.

A concept emerging from the relationship between speed and cost is slow steaming. It is a concept that emerged after some unexpected market conditions occurred in the early 2000s. With the simultaneous occurrence of factors such as high fuel prices, oversupply in the market and low freight rates, ship owners reduced their speed to maintain their profitability and followed a slow steam strategy (Cariou, 2019:150). Keeping the speeds low is beneficial, especially in terms of fuel savings. Additionally, the damage caused by ships to the environment is also reduced. However, there are also negative effects on services such as delays and longer transit time. For this reason, the concept of optimum speed has begun gaining more importance.

Optimum speed is the speed level that maximizes the current profitability over the effect of many external factors on maritime transportation. In other words, the optimum speed may be high or low in different market conditions and at different times (Crist, 2012:195). In addition, because the markets of each cargo type are partly different from each other, the effects of external factors on the speeds in each market may differ. For example, while some cargoes are low in value, other cargoes have much higher values. Or, while the competition is low in some markets, the features of a perfectly competitive market may prevail in some markets. Generally, ships increase their speed if the benefit gained by increasing the speed of the ship is greater than the cost of the increase in the speed (Adland, 2021:327).

In studies examining the speed of ships in the literature, ship speeds are often modeled on the basis of bunker price and freight rates. Interest rates, which are the most important factor determining the capital cost of the cargo and the ship, are not included in the empirical models. Additionally, there is no doubt that the size of the fleet, which represents the supply in the market, will affect the competition and be decisive in the speed of the ships. Not including these important variables in the empirical models reduces the inclusiveness of the results. The empirical modeling of these variables, which are stated in some sources as theoretically affecting ship speeds, together with bunker price and freight rate is the first distinguishing point of our study from the literature. Furthermore, possible differences according to market conditions have not been taken into account sufficiently. Because the structures and mechanisms of the markets may differ from each other according to the type of cargo and the type of ship. In some markets, competition is very high, while in others it is quite low. This situation may cause differentiation in the concerns of delivering the cargo quickly. Accordingly, in this study, it is aimed to model the average speed values in the container, dry bulk and crude oil transportation markets, which are the main markets in maritime, with some external factors. The factors included are freight rate, bunker price, fleet capacity and real interest rate. The findings obtained using regression models revealed that the effects of the factors are significant, and the effect levels differ according to the market types. Freight and interest rates have a positive effect on the average fleet speed, while the effect of fuel price and fleet size is negative. Thus, results in accordance with the theoretical expectations were obtained and new dimensions were added to the limited empirical models in the literature.

In the second part of the study, the possible effects of the factors that are included in the model are examined by considering the ship speed theoretically. Literature is reviewed and current study is

positioned in the third part. The method and data set used are introduced in the research model in the fourth part. The results of the research and discussions about these results are presented in the fifth part. In the last part, our findings are presented, and recommendations are made for further studies.

## 2. Theoretical Framework

One of the most basic of the models developed based on the question of which ship speed increases the profitability for the ship owner in which situation has been developed by Evens and Marlow (1990) and presented in Equation 1. The factors affecting the optimum speed (S) in this equation are voyage freight rate (R), bunker price (p), distance (d) and fuel constant (k).

$$S = \sqrt{\frac{R}{3pkd}} \quad (1)$$

According to this equation, it is possible to make inferences about the effects of some variables on the optimum speed assuming other variables are constant. Since the voyage revenue (R) is at the top of the fraction, the increase in the value also increases the optimum speed (S). The main reason for this is the effort to complete the current voyage faster and get another new cargo at high freight rates. However, the bunker price (p) is at the bottom of the fraction, and an increase in this value decreases the optimum speed (S). The main reasons for this are the cubic relationship between speed and fuel consumption, and the high share of bunker cost in total voyage costs. Finally, since the distance (d) is at the bottom of the fraction, an increase in this value decreases the optimum speed (S). The reason for this is that the fuel consumption is higher in the long distance, and the extra fuel consumption resulting from the higher speed can cause a huge cost increase in the long distance.

Meaning of optimum speed may differ according to ship owners and cargo owners. For ship owners, optimum speed can be achieved by profit maximization, while for cargo owners, it can be achieved by cost minimization. Freight and time costs are the main items that form costs for cargo owners. The time cost is the inventory cost for the cargo due to interest rates. In this respect, the level of freight that the cargo owner can bear is very effective in determining the optimum speed for the ship owner (Ma, 2020:148). Therefore, the inclusion of interest rates in the above model would be more inclusive.

In this study, it is aimed to model the validity of these and similar theories and the effect of some other macroeconomic variables on ship speed. To test this, average speed statistics for ship types are compiled from various data sources. Then, the models are developed by adding the variables that are likely to affect the speed value in this macro dimension. Unlike previous studies, we also added the interest rate variable to this model. Because the maritime market is considered a market that interacts with itself. However, this market is also affected by the global economy and macroeconomic variables. The model we set up is presented in Equation 2.

$$\text{Speed of Vessel} = f(\text{Freight}(+), \text{Bunker Price}(-), \text{Vessel Supply}(-), \text{Interest Rate}(+)) \quad (2)$$

In this model, ship speed is correlated with the freight rate, bunker price, fleet size and interest rate due to both the theoretical background and data availability. According to the expectations, while freight and interest rates affect optimum speed positively, fleet size and bunker price affect negatively. Now, the theoretical impact of each factor is considered under subheadings.

## 2.1. Impact of Freight Rate

One of the most important factors determining ship speeds is freight rates. The level of freight in the market directly determines the profitability of ships (Alizadeh and Nomikos, 2009:3). Additionally, a general feature of the maritime market is that the supply is inelastic in the short run due to the time to build effect (Bendall and Stent, 2005). Therefore, the only way to increase the transport capacity supply in the short run is to increase the speed of the ship (Sturmey, 1975:66). In this way, the amount of cargo carried per unit time increases. For this reason, there is a positive relationship between freights and ship speeds. In depressed market conditions, ships tend to sail at a slow steam, and in boom market conditions, ships tend to sail at a faster speed (Wen et al., 2017). Additionally, pirate attacks on ships may increase during periods of high freight rates (Erginer et al., 2019). For this reason, ships can increase their speed more while passing through dangerous areas. Generally, the effect of freights on ship speeds is positive.

## 2.2. Impact of Bunker Price

In addition to freight rates, the other most important factor affecting the profitability of ships is cost. The cost item that constitutes the largest share of the total cost of the ship is fuel cost. Fuel consumption is directly related to the speed and fuel consumption profile of the ship (Andersson et al., 2015), so it may constitute between 30% and 80% of the total voyage costs (Mietzner, 2015:109). As the ship speed increases, the fuel consumption does not increase at the same rate, but much more (Doudnikoff et al., 2014). When freight rates are high, the fuel price becomes less important, and shipowners increase ship speeds. However, fuel price is one of the important factors in determining ship speed as it greatly affects profitability. Therefore, there is a negative relationship between ship speed and fuel price (Cariou, 2019:143). On the one hand, increasing ship speed makes it possible to carry more spot cargo. On the other hand, reducing the speed reduces costs as it causes to consume less fuel (Norstad et al., 2011). So, there is a trade-off between carrying more cargo by sailing faster and lowering the cost of fuel by sailing slower. Additionally, the effect of fuel price may vary depending on whether the maritime transport organizational structure is liner or tramp (Ronen, 1982). Also, there may be variations in fuel consumption according to the engine technology and efficiency of the ships (Crist, 2012:192). Finally, since factors other than bunker price are also very influential, the relationship between ship speed and bunker price may be nonlinear and asymmetrical (Açık and Başer, 2018). Therefore, impact of bunker price on ship speed may vary.

## 2.3. Impact of Vessel Supply

The size of the ship fleet in the market constitutes the supply side of the maritime transport market. At any point in time, some ships trade, some are docked, and some are used as warehouses (Stopford, 2003:115). In this respect, the fleet utilization rate has a significant impact on the level of freight. As this rate increases, freights tend to increase, but if the rate is low, freight rates remain low. It emerges as a situation arising from the classical supply and demand relationship. Therefore, as the fleet utilization rate increases, the speed of the ships is expected to increase as well, because the freight rates are also higher at a high utilization rate (Lorange, 2009:40). As a result, when freight rates are high, the productivity of the fleet increases and the cargo per unit increases (Açık and Kayıran, 2018). However, if the fleet grows while freight rates are stable, productivity drops, and ships slow down their speeds to minimize costs. Also, when the demand increases, the speed of the ship increases, but when

the idle or laid-up ships are put into service again, the speed of the ships gets slower (Faber et al., 2017). Therefore, other factors being constant, a negative relationship between fleet size and average speed rates can be expected.

#### 2.4. Impact of Interest Rate

The effect of interest rates on the speed of ships has not attracted sufficient attention in the literature. However, interest rates are an important factor affecting the cost of capital for both the ship owners and the cargo owners (Ma, 2020:145). The increase in the time the ship spends in the port increases the capital cost because it misses out cargo transportation. For cargo owners, the time taken until the delivery of the cargo increases the capital cost (Wen et al., 2017). In this respect, since capital costs are an important item for both parties, it is likely that interest rates will affect the speed of the ships. In a market with higher interest rates, ships can accelerate to higher speed levels (Song, 2021). Therefore, the relationship between interest rate and average ship speed is expected to be positive.

### 3. Literature Review

The possible effects of factors affecting ship speeds are mentioned in many reference sources as described in the theoretical part. However, empirical studies modeling ship speeds and the factors affecting these speed increase or decrease decisions are very rare in the literature.

A study examining the effect of bunker prices on average fleet speeds was conducted by Aık and Baer (2018). In the study, the effect of changes in fuel prices on the average speed of dry bulk carriers was tested with asymmetric causality analysis. This method separates the shocks of the variables as positive and negative and analyzes the relationships with 4 possible combinations. The results revealed that positive shocks in fuel prices cause negative shocks in ship speeds. However, negative shocks in prices do not cause an increase in ship speeds. Researchers explain this situation with the conditions of perfect competition in the dry bulk market.

In addition to econometric studies like these ones, studies focused on reducing costs by optimizing speed based on the relationship between bunker price and bunker consumption have also attracted great interest in the literature (e.g. Wang et al., 2013; Sheng et al., 2014; Aydin et al., 2017; Wang et al., 2019; Medina et al., 2020). These studies have developed and proposed optimization models using various bunker price and speed scenario, which includes bunker cost minimization and freight income maximization. There are also studies examining and modeling the theoretical relationship between fuel consumption and speeds of the vessels (e.g. Ronen, 1982; Evens and Marlow, 1990; von Westarp, 2020). These studies aimed to develop coefficient models using some important variables. Furthermore, the average speed of ships is also a determining factor for their carrying capacity. When ships increase their speed, the amount of cargo they carry per unit time also increases. In this direction, there are studies on making the right choice between making the ships sail at low speed and putting extra ships into service in liner shipping transportation and increasing the speed of existing ships (Ng, 2019).

While bunker prices are one of the most important factors affecting speed, there are of course other variables as well. In another study using VLCC ship types conducted by (Amann, 2012), the effect of fuel prices and freight rates on ship speeds was examined by regression analysis. However, significant results could not be obtained in this study. It has been revealed that other factors other than these factors have a great effect on determining the speed. While ship speeds were high in some high bunker prices and low freight rates, ships' speeds remained low in some low bunker prices and high freight



rates. The determining factor in these variable results is likely to be changes in demand for oil. Another study in which bunker prices were modeled together with other factors that could affect speed was conducted by Adland and Jia (2018). In the study, which models the speed of the ships through VLCC ship types, analyzes were applied by including variables such as bunker price, freight rate, ship draft rate, designed speeds of ships and whether the ships are in ballast or laden. As a result of the regression analyzes applied as a panel dataset, it was determined that the variables were significant in the model that included all the variables. The increase in bunker prices causes a decrease in the speed of ships. The increase in spot freight rates naturally causes an increase in the speed of the ships. Due to increasing freight rates, the costs incurred by increasing speed lose their importance and the chance of making more profits increases. When the draft ratio, which indicates the load status of the ships, increases, the speed of the ships increases. Because this situation, which means more cargo, shows that the demand for ships is high and a profitable operation is being carried out. Finally, as the designed speed of ships increases, their sailing speed also increases. This is directly related to optimum fuel consumption rates of the ships.

Interest rates, another variable used in the current research, is a concept directly related to the inventory costs of goods. At the same time, it is in a position that affects the situation in the world economy and is affected by the situation in the world economy. It is therefore likely to have a direct effect on the demand for transport and an indirect effect on the speed of ships. Empirical studies examining the effect of interest rates on the speed of ships have not received enough attention in the literature. Theoretically, the interest rate is included among the factors that affect the optimum speed of the ships by Ma (2020:148) and it is placed in a profit maximizing model. However, an empirical study examining the effect of interest rates on the speed by using historical data has not been found in the literature. On the other hand, since interest rates determine the inventory costs, they can be decisive in choosing different combinations, taking into account the delivery times offered by the modes in multi-modal transports. In this framework, it was included as a variable in the models in the study conducted by Sahin et al. (2014) and its significant effects were determined.

When the studies in the literature are examined, studies investigating ship speed can be generalized as empirical studies, theoretical studies and optimization studies. By examining ship speeds for three ship types empirically, we aimed to determine how well the market behavior fits the theoretical framework and whether these relationships differ according to the ship type. In empirical studies, freight rates and bunker prices were mostly used, and analyzes were applied on a single type of ship. Our study differs from the empirical studies in the literature in 2 ways: including the interest rate and fleet size by adding them in the model and questioning possible differentiations by including more than one ship type in the analysis.

#### **4. Methodology and Data**

To determine statistical relationships between variables, multiple linear logarithmic regression analysis is used in the study. The advantage of this analysis is that it makes it possible to detect how much the dependent variable changes considering the percental change in the independent variables (Gujarati, 2004:176). Thus, unitary differences between the coefficients in terms of effect disappear and comparisons can be made more easily. Additionally, logarithmic data show better distribution properties and become linearized (Asteriou and Hall, 2011:24).

In the research, average fleet speeds are included as dependent variables, while freight rate, bunker price, fleet size and interest rate are included as independent variables. First, significance of the models and coefficients were checked by estimating each regression model for the container, dry bulk and

crude oil markets. Then, the sizes of the significant independent variables were compared in different market types with each other. Thus, we determined how the effects of each independent variable differ in each market. The regression model estimated for each ship market is presented in Equation 3:

$$VesselSpeed_t = \beta_1 + \beta_2 Freight_t + \beta_3 Bunker_t + \beta_4 Fleet_t + \beta_4 Interest_t + \varepsilon_t \quad (3)$$

For the container, dry bulk and crude oil markets, 3 different models have been estimated using the unique variables of each market. Then, the assumptions of the model were tested by applying Ljung-Box Q-statistics for autocorrelation (Ljung and Box, 1979), ARCH for heteroscedasticity (Engle, 1982), and Jarque-Bera for normal distribution to the residuals of the estimated models (Pagan and Hall, 1983). In case of detection of any of these assumptions, the standard errors were recalculated by applying covariance correction methods. Thus, reliable coefficients were obtained. In regression models, Huber-White (White, 1980) corrections are applied in case of heteroscedasticity, and HAC (Newey and West, 1987) corrections are applied in case of autocorrelation or autocorrelation & heteroscedasticity.

The data were collected from various sources. The definition and the source of the variables are presented in Table 1. Data from Bloomberg (2018) were used for average fleet speeds. These data consist of the average values of the fleet in the sea mile. For freight rates, Baltic Dry Index for the dry bulk market, the Baltic Dirty Tanker Index for the tanker market, and the Container Ship Time Charter Assessment Index for the container market were used. Each of these indices are used as leading indices in their own markets and represents their markets very well. For the bunker price, Los Angeles Long Beach 380 cst price (Bloomberg, 2018) was chosen as the representative price. Of course, bunker prices can vary a lot depending on the region and fuel quality. The main reason why this price was chosen as a representative is data accessibility. In addition, considering the high correlation between fuel prices, it is thought that choosing a representative price does not cause a situation that hinders the research. For the fleet statistics variable, Fleet Deployment Rate (Braemar, 2021) statistics was published for each market by Braemar, which has a prestigious position in the maritime industry, were used. Finally, it was found appropriate to use the macro data of the United States of America for real interest rates, because the economic power that most influences and directs the global economy is in this country. The real interest rates were obtained by subtracting the USA inflation rate from the FED interest rates and included them in our model for all ship market types.

**Table 1.** Definitions of the Variables

	<b>Bulk</b>	<b>Tanker</b>	<b>Container</b>
Average Speed	Average Bulk Fleet Statistics (Bloomberg, 2018)	Average Tanker Fleet Statistics (Bloomberg, 2018)	Average Container Fleet Statistics (Bloomberg, 2018)
Freight Rate	Baltic Dry Index (Bloomberg, 2018)	Baltic Dirty Tanker Index (Bloomberg, 2018)	Container Ship Time Charter Assessment Index (Bloomberg, 2018)
Bunker Price	Los Angeles Long Beach 380 cst prices (Bloomberg, 2018)	Los Angeles Long Beach 380 cst prices (Bloomberg, 2018)	Los Angeles Long Beach 380 cst prices (Bloomberg, 2018)
Fleet	Bulk Fleet Deployment Rate (Braemar, 2021).	Tanker Fleet Deployment Rate (Braemar, 2021).	Container Fleet Deployment Rate (Braemar, 2021).
Real Interest Rate	Fed Interest Rate – USA Inflation Rate (FRED, 2021)	Fed Interest Rate – USA Inflation Rate (FRED, 2021)	Fed Interest Rate – USA Inflation Rate (FRED, 2021)

Descriptive statistics of the data set for the dry bulk market are presented in Table 2. This data set covers the 2009 M1 and 2018 M6 periods and consists of 114 observations. According to its fleet value, it has a much larger volume than tanker and container fleets. According to the average fleet speed, it has the lowest average speed. The volatility (standard deviation/mean) of the freight index is 58% and represents a much higher value than the volatility of other markets. The main reason for this can be cited as the perfect competitiveness of the dry bulk cargo market. Since the competition is high, imbalances between supply and demand can be felt directly in freight levels. On the other hand, it can be said that they reduce the average speed of the ships for cost minimization.

**Table 2.** Bulk Descriptive Statistics

	<b>DWT</b>	<b>N380</b>	<b>REALIN</b>	<b>BDI</b>	<b>BULKSPEED</b>
Mean	652,000,000	485.3876	0.166634	1,406.541	8.092148
Median	689,000,000	455.4979	0.113780	1,122.929	7.611631
Maximum	798,000,000	742.4091	1.660612	3,940.571	10.25500
Minimum	428,000,000	249.5682	-0.835107	306.9048	7.135000
Std. Dev.	1,101.349	145.0622	0.478791	823.6671	1.027407
Skewness	-0.613105	0.129113	0.769406	1.340630	1.037912
Kurtosis	2.001276	1.629192	3.596685	4.144764	2.560905
Jarque-Bera	11.87995	9.242527	12.93888	40.37330	21.38377
Probability	0.002632	0.009840	0.001550	0.000000	0.000023
Observations	114	114	114	114	114

Source: Bloomberg (2018); Braemar (2021); FRED (2021).

Descriptive statistics of the dataset used for the tanker market, which covers the periods between 2009 M1 and 2018 M6 and consists of 114 observations, are presented in Table 3. Tankers have a smaller volume than the dry bulk cargo fleet, but larger than the container fleet, according to the fleet size. Considering the average speed, it is faster than the dry bulk cargo fleet but slower than the container fleet. The volatility of freights is the lowest in this market, which is 17%. This shows that a more stable course is observed compared to the dry cargo and container markets.

**Table 3.** Tanker Descriptive Statistics

	<b>DWT</b>	<b>N380</b>	<b>REALIN</b>	<b>BDTI</b>	<b>CRUDSPEED</b>
Mean	473,000,000	485.3876	0.166634	745.9270	8.590197
Median	481,000,000	455.4979	0.113780	739.2619	8.185000
Maximum	564,000,000	742.4091	1.660612	1125.700	10.43500
Minimum	355,000,000	249.5682	-0.835107	477.8421	7.781429
Std. Dev.	54,784,340	145.0622	0.478791	131.6397	0.787882
Skewness	-0.210500	0.129113	0.769406	0.453363	1.189886
Kurtosis	2.304929	1.629192	3.596685	3.239717	2.906016
Jarque-Bera	3.136738	9.242527	12.93888	4.178184	26.94272
Probability	0.208385	0.009840	0.001550	0.123799	0.000001
Observations	114	114	114	114	114

Source: Bloomberg (2018); Braemar (2021); FRED (2021).

Our descriptive statistics on the container market are presented in Table 4. This data set covers the 2010 M11 and 2018 M6 periods and consists of 92 observations. The reason why it is shorter than the

dry bulk and tanker data set is that the previous values of the CTEXIDEX variable could not be reached. When the average values are examined, it is seen that the fleet size is smaller than other markets. However, it has been determined that the average fleet speed is the highest compared to other markets. Here, it may be effective that the cargoes transported are much more valuable than other markets. When the volatility (standard deviation/mean) of the freight index is examined, it can be said that it has a value of 23%, lower than the bulk cargo but higher than the tanker.

**Table 4.** Container Descriptive Statistics

	<b>DWT</b>	<b>BUNKER</b>	<b>INTEREST</b>	<b>CTEXIDEX</b>	<b>CONSPEED</b>
Mean	222,000,000	503.7469	0.209907	416.6430	9.986656
Median	223,000,000	533.7391	0.164662	381.1970	9.738439
Maximum	258,000,000	742.4091	1.660612	707.7143	11.64500
Minimum	182,000,000	265.5238	-0.835107	294.5455	9.222727
Std. Dev.	22,353,721	151.4726	0.512877	97.23825	0.627021
Skewness	-0.190405	-0.061731	0.598858	1.450967	0.999815
Kurtosis	1.719521	1.408322	3.056940	4.432615	2.896206
Jarque-Bera	6.841128	9.769947	5.511442	40.14884	15.36895
Probability	0.032694	0.007559	0.063563	0.000000	0.000460
Observations	92	92	92	92	92

Source: Bloomberg (2018); Braemar (2021); FRED (2021).

## 5. Findings

Before implementation of the time series analysis, unit roots in the series should be checked in order to obtain consistent results. Series containing unit root carry the shocks to which they are exposed. This makes it impossible to predict future values using their past values. For this reason, unit root tests are first applied in time series analyzes such as linear regression. If the series contains a unit root, the analysis is continued by taking the first difference of the series.

On the other hand, data sets covering a long period may experience structural breaks over time. This may cause erroneous results in unit root tests. It is inevitable that a sector such as maritime, which contains a lot of uncertainty and is affected by many events, large and small, will experience a structural break. For this reason, analyzes were applied that consider possible structural breaks in the series in unit root analyses. One break ADF test developed by Zivot and Andrews (1992) and two break ADF test developed by Narayan and Popp (2010) were selected. These tests can detect breaks in level and both in level and trend. Analysis results obtained by applying GAUSS software are presented in Table 4 and Table 5. Analysis results for 1 and 2 breaks in level are presented in Table 5. According to the results obtained for 1 structural break, the unit root null hypothesis was rejected for the average speed and fleet size variables for dry bulk market and for the fleet size and interest rate variables for the container market. According to the test results with 2 structural breaks, the unit root null hypothesis was rejected for average speed, bunker price and fleet size for dry bulk market, average speed, bunker price, fleet size and interest rate for container market, and average speed, freight rate, bunker price and fleet size for tanker market. Considering the level breaks in these results, there are series containing unit roots. However, these breaks may have occurred not only in the level but also in the trend. For this reason, test results that also consider trend breaks should be examined to obtain better results.

**Table 5.** Results of the ADF Test with Structural Breaks in Level

	One Break ADF	Break Date	Decision	Two Break ADF	Break Date	Decision
Zivot and Andrews (1992)			Narayan and Popp (2010)			
B_Speed	-5.878***	22	H0 Rejected	-6.588***	22, 63	H0 Rejected
B_Freight	-2.755	91	H0 Accepted	-3.528	21, 97	H0 Accepted
B_Bunker	-3.629	68	H0 Accepted	-4.401**	20, 68	H0 Rejected
B_Fleet	-5.727***	32	H0 Rejected	-6.577***	32, 54	H0 Rejected
B_Interest	-1.691	97	H0 Accepted	-2.663	23, 99	H0 Accepted
C_Speed	-4.267	56	H0 Accepted	-4.901**	56, 75	H0 Rejected
C_Freight	-3.487	80	H0 Accepted	-3.677	44, 75	H0 Accepted
C_Bunker	-3.474	46	H0 Accepted	-4.084*	46, 77	H0 Rejected
C_Fleet	-5.913***	68	H0 Rejected	-7.165***	49, 68	H0 Rejected
C_Interest	-5.900***	79	H0 Rejected	-6.380***	25, 49	H0 Rejected
T_Speed	-3.559	22	H0 Accepted	-6.517***	23, 72	H0 Rejected
T_Freight	-4.330	65	H0 Accepted	-5.327***	58, 71	H0 Rejected
T_Bunker	-3.629	68	H0 Accepted	-4.401**	20, 68	H0 Rejected
T_Fleet	-4.545	24	H0 Accepted	-5.775***	24, 53	H0 Rejected
T_Interest	-1.691	97	H0 Accepted	-2.663	23, 99	H0 Accepted

Null of unit root is rejected at \*10%, \*\*5%, \*\*\*1%. B refers to dry bulk ships, C refers to container ships, T refers to tanker ships.

The unit root test results, which consider both the level and trend breaks in the series, are presented in Table 6. According to the test results applied for 1 structural break, the null hypothesis of unit root was rejected in the variables of fleet size for dry bulk market, average speed, fleet size and interest rate for container market, and freight rate and fleet size for tanker. According to the test results applied for 2 structural breaks, the null hypothesis of unit root was rejected in freight rate, fleet size and interest rate for dry bulk market, all variables for container market, average speed, freight rate, fleet size and interest rate for tanker market. When the results presented in Table 5 and Table 6 are considered together, it is seen that the unit root null hypothesis was rejected at least once, considering breaks in either level or trend for each series. Here, the level values of the series can be used in the analysis without applying the difference taking process.

**Table 6.** Results of the ADF Test with Structural Breaks in Level and Trend

	One Break ADF	Break Date	Decision	Two Break ADF	Break Date	Decision
Zivot and Andrews (1992)			Narayan and Popp (2010)			
B_Speed	-5.746	22	H0 Accepted	-7.371	22, 71	H0 Accepted
B_Freight	-3.363	81	H0 Accepted	-6.624***	52, 89	H0 Rejected
B_Bunker	-2.522	20	H0 Accepted	-4.386	33, 77	H0 Accepted
B_Fleet	-5.182***	32	H0 Rejected	-6.662***	41, 64	H0 Rejected
B_Interest	-3.316	90	H0 Accepted	-7.885***	23, 96	H0 Rejected
C_Speed	-4.285*	43	H0 Rejected	-6.101***	25, 59	H0 Rejected
C_Freight	-3.824	66	H0 Accepted	-6.619***	52, 66	H0 Rejected
C_Bunker	-3.652	55	H0 Accepted	-5.439**	36, 58	H0 Rejected
C_Fleet	-6.578***	55	H0 Rejected	-7.059***	34, 55	H0 Rejected
C_Interest	-7.122***	74	H0 Rejected	-8.524***	35, 74	H0 Rejected
T_Speed	-4.069	22	H0 Accepted	-5.521**	26, 72	H0 Rejected
T_Freight	-5.566***	58	H0 Rejected	-6.462***	58, 86	H0 Rejected
T_Bunker	-2.522	20	H0 Accepted	-4.386	33, 77	H0 Accepted
T_Fleet	-4.277*	24	H0 Rejected	-4.672*	34, 53	H0 Rejected
T_Interest	-3.316	90	H0 Accepted	-7.885***	23, 96	H0 Rejected

Null of unit root is rejected at \*10%, \*\*5%, \*\*\*1%. B refers to dry bulk ships, C refers to container ships, T refers to tanker ships.

The regression model estimated for each ship market using the variables is shown in Equation 4. Average fleet speed was included in the model as the dependent variable while freight rate, bunker price, fleet size and real interest rate were included as independent variables. Results of the estimated models were presented in Table 7.

$$VesselSpeed_t = \beta_1 + \beta_2 Freight_t + \beta_3 Bunker_t + \beta_4 Fleet_t + \beta_5 Interest_t + \varepsilon_t \quad (4)$$

The model estimated for the dry bulk market is significant according to the F statistic. All independent variables have significant effects on the average fleet speed at the 1% confidence level. The explanatory power of the model was determined as 98%. According to the tests applied to the residuals of the model, it has been determined that there is an autocorrelation problem in the model. The results obtained by applying the HAC correction showed that all independent variables have a significant effect on the dependent one. Freight and interest rates have a positive effect on fleet speed, while bunker price and fleet size have a negative effect.

The significance of the regression model estimated for the container market was confirmed by the F statistic. All independent variables have significant effects on the dependent variable at the 1% confidence level. The explanatory power of the model is approximately 92%. However, autocorrelation and heteroscedasticity were detected in the residuals of the model. Therefore, the model was re-estimated by applying the HAC correction. In the new model, the interest rate is significant at 5% and all other variables are significant at the 1% confidence level. The effects of freight rate and interest rate on fleet speed are positive, while the effects of fuel price and fleet size are negative.

Finally, the regression model estimated for the tanker market is significant according to the F statistic. The freight rate has a significant effect on fleet speed at the 5% confidence level, while all other independent variables have significant effects at the 1% confidence level. The explanatory power of the model is approximately 91%. However, auto correlation and heteroscedasticity were detected in the residuals of the model. Therefore, according to the results obtained by applying the HAC correction, the effect of freight rate became insignificant. Other independent variables are significant at the 1% confidence level. While the effect of interest rate on fleet speed is positive, the effect of fuel price and fleet size is negative.

**Table 7.** Results of Regression Model

Model	Bulk	Bulk Robust	Container	Container Robust	Tanker	Tanker Robust
Freight	0.029***	0.029***	0.037***	0.037***	0.026*	0.026
Bunker	-0.023***	-0.023***	-0.055***	-0.055***	-0.066***	-0.066***
Fleet	-0.569***	-0.569***	-0.712***	-0.712***	-0.789***	-0.789***
Interest	0.017***	0.017***	0.013***	0.013**	0.038***	0.038***
C	13.556***	13.556***	16.106***	16.106***	18.138***	18.138***
F Stat.	2289***	2289	270***	270***	276***	276***
R-Squared	0.98	0.98	0.92	0.92	0.91	0.91
Adj. R-Squared	0.98	0.98	0.92	0.92	0.90	0.90
Durbin-Watson	0.95	0.95	0.36	0.36	0.35	0.35
Autocorrelation	Yes	-	Yes	-	Yes	-
Heterosc.	No	-	Yes	-	Yes	-
Normality (JB)	2.799	-	8.840**	-	10.929***	-
Wald F Stat.	-	906***	-	192***	-	85***

Null hypothesis is rejected at \*10%, \*\*5%, \*\*\*1%.



The interpretation becomes easier by showing the coefficients obtained from all regression estimates graphically. Accordingly, a, b, c, and d parts of Figure 1, the effect of each independent variable on the average fleet speed was presented graphically for all ship types.

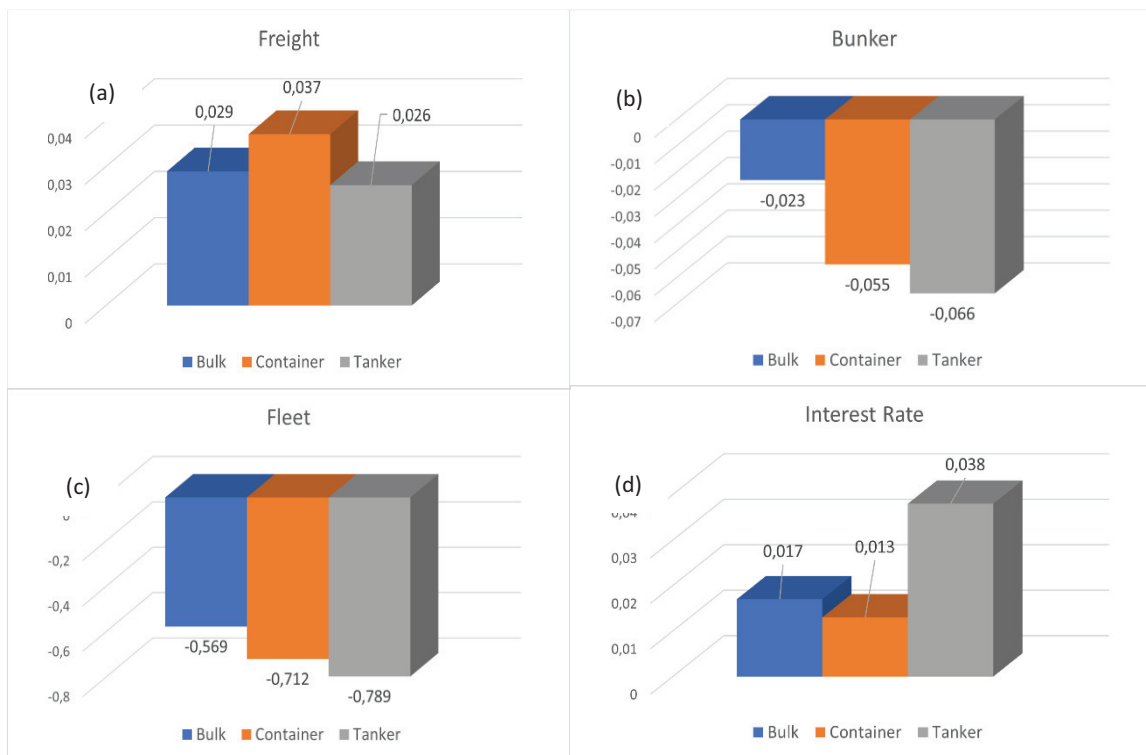


Figure 1. Coefficients Obtained from Models

When the effect of freight on average fleet speed was examined (Figure 1a), it is seen that the effect is positive as expected. When the freights increase due to the increasing demand, the optimum speeds of the ships also increase. By increasing the speed of the ship, fleet productivity increases, and more cargo can be transported per unit time. Thus, the income gained by increasing the speed of the ship exceeds the cost incurred and this speed increase decision can turn into a profitable situation. According to the results obtained, it is seen that the freight rate affects the average speed of the container fleet the most. This may be related to the container fleet having the smallest fleet volume. One of the main reasons for this is the market structure. Container shipping is not a competitive market in the short run. Therefore, average ship speeds may have responded more to higher freight rates, as supply was relatively limited. After the container market, the speed of the dry bulk fleet is most affected by freight rates. The dry bulk market has the characteristics of a perfectly competitive market. It also has the largest fleet volume, as can be seen from the descriptive statistics. The extreme increase in freight rates before 2008 also led to an extreme increase in ship orders. Since this situation has caused excess supply in the market for a long time, ship speeds may have responded less than the container fleet to increase freight rate. Finally, the effect of freight on the average speed of the tanker fleet is minimal and statistically insignificant. The main reason for this may be the close relationship between crude oil tankers and crude oil prices. While the variety of cargoes is relatively large in the container and dry bulk markets, there is only one type of cargo in crude oil transportation, it is the crude oil. This situation causes it to be immediately affected by the developments in the crude oil markets. In this respect, the demand for tankers is related to the price and supply of oil. Additionally, sometimes tankers can be used as a storage unit for crude oil to get benefit from low oil prices or be

prevented from volatility in crude oil supply and price. This does not require that the cargo be delivered in a limited time frame. Thus, the effect of freights on ship speeds may be meaningless.

Second, the effect of bunker prices on speeds was examined (Figure 1b), it was found that all effects are significant and negative. Bunker prices have a decisive effect on the optimum speed of the ships, as they constitute a very large part of the voyage costs. As the increase in bunker prices increases the voyage costs of the ships, the ships can reduce their fuel consumption by slow steaming. Thus, they maintain their profitability by reducing fuel-related costs in a competitive environment. It has been observed that the response of the dry bulk cargo fleet to bunker prices is the lowest. This may be because the new tonnage delivered after 2008 was very large and the fleet was relatively young. Thus, because the fleet consists of highly fuel-efficient ships and competition is very high due to excess supply, fleet speeds may have less response to bunker price changes. Since there are so many ships and the contracts are usually voyage-based, it is more difficult to find a new cargo when the voyage is completed than with other types of ships. Therefore, decreases in bunker prices may not provide sufficient motivation to complete the voyage faster. The response of the speed of the container fleet to the price of the bunker is about twice that of the dry bulk cargo fleet. The main reason for this may also be related to the market structure. Because the competition is very low, most cargo owners are confined to specific liner shipping companies. For this reason, it may not hurt the competitive power to go a little early or late to its destination. For this reason, the increase in bunker prices may have been responded to with a significant speed reduction to increase profitability. Again, the decrease in fuel prices may have been responded to by increasing the speed to increase profitability. Finally, the most responsive ship type to the change in bunker prices was determined as the crude oil tanker. The tanker market should be interpreted quite differently from the others. Because oil is both a cost and a cargo. The decrease in crude oil prices may increase the demand for the cargo they carry while reducing the voyage costs of the ships. This may result in an asymmetrical relationship. In this respect, the increasing oil demand due to the decrease in oil prices may provide an extra motivation for ships to complete their voyages in a shorter time. Therefore, the response of the tanker fleet to bunker prices may be at the highest level.

The size of the fleet in the market constitutes the supply of maritime transport. New ships produced in the shipbuilding industry and ships dismantled in the shipbreaking industry determine the fleet size in the market. In this respect, it can be expected that the growth in the fleet will have a negative effect on the average fleet speeds. Assuming demand constant, an increase in supply will decrease the equilibrium freight rate. Here, shipowners may decide to reduce their speed to reduce their costs. According to our estimation results, fleet size has the highest coefficients compared to the others (Figure 1c), indicating that the most influential factor in average fleet speeds is the carrying capacity in the market. In the dry bulk market, the effect of the increase in the fleet on ship speeds is the lowest. This may be due to the already high fleet size and perfectly competitive market conditions. As can be seen from the descriptive statistics, the market with the lowest average speed is the dry bulk market. Additionally, freight rates on the market have been at relatively low levels for a long time, causing many ships to carry freight rates that are slightly above the cost.

The effect of the interest rate is a situation related to the inventory cost of the goods being transported. However, it also affects the capital cost of the ship and equipment. Since the price of higher value cargoes is much higher than the transportation cost, they are largely unaffected by changes in transportation costs to a certain extent. However, since time is invaluable for expensive cargoes, cargo owners can afford higher freight rates for shorter delivery times. This can also affect the speed of ships. As expected in this respect, the effect of interest rates on fleet speeds is positive for all ship markets (Figure 1d). According to the results, the market in which the interest rate affects

the fleet speed the most is the crude oil market, and the container market is the least affected. Cargoes transported by container transport are more valuable cargoes, so it could be expected that the most impact would be in this market. The reason why this expectation was not met may be related to the market structure. On some routes, it may not be a concern to sail faster to gain a competitive advantage for the liner-shipping companies, which gain monopolistic powers through mergers. When the container fleet speed average is also examined, it is seen that the standard deviation has the lowest value although the average is the highest. This shows that the speed change decisions are taken within a certain range of speed limits. The effect of the interest rate on the speed of the crude oil fleet may be due to the extreme fluctuations in crude oil prices. In addition to the supply and demand balance, political decisions are also effective in the course of oil prices. For this reason, the inventory cost of petroleum crude oil also fluctuates a lot. To avoid this, ships can be expected to deliver their cargo more quickly during periods of high interest rates. Also, crude oil is a critical commodity for the world economy. The periods with high interest rates are the periods when the economy is lively and therefore the demand for oil is high. It can be said that this high demand environment also contributes to the faster delivery of crude oil. The fact that the dry bulk cargo fleet is less affected by interest can also be explained by the concept of competition. The prices of dry bulk cargoes are also fluctuating and are directly affected by the economic situation. However, since the fleet size is very large, profitability is at low levels, and this makes it not a profitable decision to increase the ship speed to generate a competitive difference. In this way, the speed of the fleet is less affected by the developments in interest rates compared to the crude oil market.

## 6. Conclusion

In the study, the average fleet speeds in the container, dry bulk and crude oil markets, which are the main freight markets in maritime transportation, were modeled. Then, it was determined whether factors affecting ship speeds are significant and whether there is a difference between the degree of impact. For modeling, the most commonly used freight indices and fleet utilization rates for each market were used in that model. Bunker price and interest rate were used as common variables in each model. Of course, these variables may not be exactly realistic since they are USA interest rate and Los Angeles bunker prices, but representative variables can be used based on some assumptions for modeling. The results obtained presented theoretical and statistically significant findings. Freight and interest rates have a positive effect on the average fleet speed, while the effect of fuel price and fleet size is negative. There are also differences between the coefficients. The main source of differentiation is the degree of competition of the market structure and the characteristics of the cargoes carried.

These results can be used in deciding which types of ships should be designed to fuel efficient and which types of ships should investors consider taking the future macroeconomic environment into account, to reveal which fleet is most affected by which factor. For instance, bunker prices may decrease in the future as demand for fossil energy sources decreases due to the developments in the alternative energy sources. This may reveal new developments regarding the optimum speed levels of ships. High-tech engines can be ignored for a while for the ship market, which is only slightly affected by the price of fuel, as each design and production stage of ships generates extra costs for investors. Also, the biggest impact of alternative energy could be on demand for crude oil tankers. Second, the speed of ships also affects port traffic and competitiveness. Because by completing the faster ship voyage in a shorter time, it can make more port visits in a unit time. However, in the opposite case, a slower navigating ship will have fewer port visits. In this respect, ports can shape their competitive strategies by considering the future values of our macroeconomic variables. Additionally, port and

equipment investments according to ship types can be shaped by taking these indicators into account. Finally, the results of our research can be used to control both freight rates for ship owners and transportation safety for cargo owners by ensuring sustainable transportation capacity for policy makers. Since slower or faster sailing will affect the total fleet capacity in the market negatively or positively, this will affect the freight rate levels and cargo owners' access to the available vessels in the market.

Our study had to do the modeling at the macro-level using some representative variables. Because data accessibility required it. If vessel speed statistics on a route basis can be obtained and freight rates and fuel prices on that route can be used in the analysis, much more detailed findings can be revealed. In addition, an interest rate variable to be used based on financial centers mostly preferred by ship investors may obtain healthier results. Finally, similar models for other ship markets such as LNG, LPG, RORO can be estimated in future studies.

## References

Açık, A. and Kayıran, B. (2018). The effect of freight rates on fleet productivity: An empirical research on dry bulk market. Paper Presented at the IV. International Caucasus-Central Asia Foreign Trade and Logistics Congress, Didim, AYDIN, pp. 1080-1089.

Açık, A. and Başer, S.Ö. (2018). The reactions of vessel speeds to bunker price changes in dry bulk market. *Transport & Logistics: the International Journal*, 18(45), 18-25.

Adland, R. and Jia, H. (2018). Dynamic speed choice in bulk shipping. *Maritime Economics & Logistics*, 20(2), 253-266.

Adland, R. (2021). Shipping economics and analytics, in Artikis, A. and Zissis, D. (Eds.), *Guide to Maritime Informatics* (pp. 319-333), Springer, Switzerland.

Alderton, P. (2008). "Port Management and Operations", Informa Law, London.

Alizadeh, A. and Nomikos, N. (2009). "Shipping Derivatives and Risk Management", Palgrave Macmillan, UK.

Andersson, H., Fagerholt, K. and Hobbesland, K. (2015). Integrated maritime fleet deployment and speed optimization: case study from RoRo shipping. *Computers & Operations Research*, 55, 233-240.

Asteriou, D. and Hall, S. G. (2011). "Applied Econometrics, 2nd ed.", Hampshire, Palgrave Macmillan.

Aßmann, L. M. (2012). Vessel speeds in response to freight rate and bunker price movements: an analysis of the VLCC tanker market (Master's thesis).

Aydin, N., Lee, H. and Mansouri, S. A. (2017). Speed optimization and bunkering in liner shipping in the presence of uncertain service times and time windows at ports. *European Journal of Operational Research*, 259(1), 143-154.

Bendall, H. and Stent, A. (2005). Ship investment under uncertainty: valuing a real option on the maximum of several strategies. *Maritime Economics Logistics*, 7, 19-35.

Bloomberg (2018) Vessel Speeds, Bunker Prices, Freight Indices, <https://www.bloomberg.com/professional/solution/content-and-data/> [Online] [Accessed June 20, 2018].

Braemar (2021) Fleet Deployment Rates, <https://braemarmarkets.com/> [Online] [Accessed August 15, 2021].

Cariou, P., Ferrari, C., Parola, F., & Tei, A. (2019). Slow Steaming in The Maritime Industry. In *The Routledge Handbook of Maritime Management* (Photis M. Panayides ed.) (pp. 140-153), Routledge.

Crist, P. (2012) 'Mitigating greenhouse gas emissions from shipping: potential, cost and strategies', in Asariotis, R. and Benamara, H. (Eds.), *Maritime Transport and the Climate Change Challenge* (pp. 193-234), Routledge, New York.

Doudnikoff, M. and Lacoste, R. (2014). Effect of a speed reduction of containerships in response to higher energy costs in Sulphur Emission Control Areas. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 28, 51-61.

Engle, R.F. (1982). Autoregressive conditional heteroskedasticity with estimates of the variance of U.K. inflation. *Econometrica*, 50, 987-1008.

Erginer, K., Açık, A., and Yıldız, Ö. (2019). The impact of freight rates on pirate attacks. *Turkish Journal of Maritime and Marine Sciences*, 5(2), 88-96.

Evans, J.J. and Marlow, P.B. (1990). "Quantitative Methods in Maritime Economics, 2nd ed.", London, Fairplay Publications.

Faber, J. F., Huigen, T. and Nelissen, D. (2017). "Regulating speed: a short-term measure to reduce maritime GHG emissions", CE Delft.

FRED (2021). Interest Rate, USA Inflation Rate. <https://fred.stlouisfed.org/> [Online] [Accessed August 15, 2021].

Gujrati, D.N. (2004). "Basic Econometric, (4th Ed.)", New York, The McGraw-Hill Companies.

Liu, J. (2011). "Supply Chain Management and Transport Logistics", Routledge, London and New York.

Ljung, G. and G. Box. (1979). On a measure of lack of fit in time series models. *Biometrika*, 66, 265-270.

Lorange, P. (2009). "Shipping Strategy: Innovating for Success", Cambridge University Press, USA.

Ma, S. (2020). "Economics of Maritime Business", Routledge, London and New York.

Medina, J. R., Molines, J., González-Escrivá, J. A. and Aguilar, J. (2020). Bunker consumption of containerships considering sailing speed and wind conditions. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 87, 102494.

Mietzner, A. (2015). The Northern Sea Route: A Comprehensive Analysis. in Keupp, M. M. (Eds.), *The Northern Sea Routes as An Alternative Container Shipping Route: A Hypothetical Question or A Future Growth Path?* (pp. 107-122), Springer Gabler, Switzerland.

Narayan, P. K. and Popp, S. (2010). A new unit root test with two structural breaks in level and slope at unknown time. *Journal of Applied Statistics*, 37(9), 1425-1438.

Newey, W. and West, K. (1987). A simple positive semi-definite, heteroskedasticity and autocorrelation consistent covariance matrix. *Econometrica*, 55, 703-708.

Ng, M. (2019). Vessel speed optimisation in container shipping: A new look. *Journal of the Operational Research Society*, 70(4), 541-547.

Norstad, I., Fagerholt, K. and Laporte, G. (2011). Tramp ship routing and scheduling with speed optimization. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 19(5), 853-865.

Pagan, A. R. and Hall, A.D. (1983). Diagnostic tests as residual analysis. *Econometric Reviews*, 2(2), 159-218.

Ronen, D. (1982). The effect of oil price on the optimal speed of ships. *Journal of the Operational Research Society*, 33(11), 1035-1040.

Sahin, B., Yilmaz, H., Ust, Y., Guneri, A. F., Gulsun, B. and Turan, E. (2014). An approach for economic analysis of intermodal transportation. *The Scientific World Journal*, 2014, 1-10.

Sheng, X., Lee, L. H. and Chew, E. P. (2014). Dynamic determination of vessel speed and selection of bunkering ports for liner shipping under stochastic environment. *OR spectrum*, 36(2), 455-480.

Song, D. P. (2021). "Container Logistics and Maritime Transport", Routledge, New York.

Stopford, M. (2003). "Maritime Economics 2nd ed.", Routledge, New York.

Sturmey, S.G. (1975). "Shipping Economics: Collected Papers", Macmillan, UK.

von Westarp, A. G. (2020). A new model for the calculation of the bunker fuel speed–consumption relation. *Ocean Engineering*, 204(2), 1-6.

Wang, S., Meng, Q. and Liu, Z. (2013). Bunker consumption optimization methods in shipping: A critical review and extensions. *Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review*, 53, 49-62.

Wang, S., Gao, S., Tan, T. and Yang, W. (2019). Bunker fuel cost and freight revenue optimization for a single liner shipping service. *Computers & Operations Research*, 111, 67-83.

Wen, M., Pacino, D., Kontovas, C. A. and Psaraftis, H. N. (2017). A multiple ship routing and speed optimization problem under time, cost and environmental objectives. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 52, 303-321.

White, H. (1980). A heteroskedasticity-consistent covariance matrix and a direct test for heteroskedasticity, *Econometrica*, 48, 817–838.

Zivot, E., and Andrews, D.W.K. (1992). Further evidence on the great crash, the oil-price shock, and the unit-root hypothesis. *Journal of Business & Economic Statistics*, 10, 251-270.



# Hidrofoil Yüzeyindeki Silindirik Eklentilerin Kavite Oluşumuna Etkilerinin İncelenmesi

Metin Kemal Gökçe<sup>1</sup>, Şafak Akgünlü<sup>2</sup>, Aydın Tekerek<sup>3</sup>, Mehmet Can Durukan<sup>4</sup>, Alper Altınışik<sup>5</sup>

<sup>1,2,3,4,5</sup> BMC POWER Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul, Türkiye

<sup>1</sup> (sorumlu yazar) [kemal.gokce@bmcpower.com.tr](mailto:kemal.gokce@bmcpower.com.tr), ORCID: 0000-0003-0393-3415

<sup>2</sup> [safak.akgunlu@bmcpower.com.tr](mailto:safak.akgunlu@bmcpower.com.tr), 0000-0001-8977-9118

<sup>3</sup> [aydin.tekerek@bmcpower.com.tr](mailto:aydin.tekerek@bmcpower.com.tr), 0000-0003-0105-0782

<sup>4</sup> [mehmetcan.durukan@bmcpower.com.tr](mailto:mehmetcan.durukan@bmcpower.com.tr), 0000-0001-9358-4786

<sup>5</sup> [alper.altinisik@bmcpower.com.tr](mailto:alper.altinisik@bmcpower.com.tr), 0000-0002-5092-1436

## ÖZET

Bilgisayar teknolojilerindeki gelişmelere paralel olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yaklaşımlarındaki büyük ilerlemeler, kavite alanında da gerçekçi analizlerin yapılabilmesine imkan vermiştir. Bu çalışmada NACA66<sub>1</sub>-012 kanat profiline sahip bir hidrofoilin önder kenar bölgesinde, emme yüzeyine farklı konumlarda ve yarıçaplarda silindirik eklentiler yerleştirilmiş ve bunların kavite oluşumuna etkileri araştırılmıştır. Öncelikle orijinal hidrofoil için kavite ve kavitesiz durumda analizler gerçekleştirilmiş ve uygulanan HAD yaklaşımının literatürde bulunan deneysel ve sayısal sonuçlar kullanılarak doğrulaması yapılmıştır. Daha sonra silindirik eklentilerin yerleştirildiği, 6° hücum açısına sahip modifikasyonlu hidrofoillerin kavite ve kavitesiz durumdaki analizleri gerçekleştirilmiş ve hidrodinamik parametreleri belirlenmiştir. Analiz sonrası süreçlerde, söz konusu eklentilerin kavite oluşumuna ve diğer hidrodinamik parametrelere olan etkileri incelenmiştir. Eklentilerin bir kısmının kavite oluşumunu azalttığı, bir kısmının önemli bir etki yaratmadığı ve bir kısmının da olumsuz etki yaratarak kavite miktarını artırdığı görülmüştür. Bununla birlikte bir hidrofoilin performansını belirleyen kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin de farklı eklentilerle olumlu veya olumsuz yönde değiştiği görülmüştür. Sonuç olarak mevcut bir kanat profiline yapılacak küçük modifikasyonlarla kanat profilini değiştirmeden kavite oluşumunun olumsuz etkilerinin iyileştirilebileceği anlaşılmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Hidrofoil, kavite, HAD, RANS, kanat

**Makale geçmişi:** Geliş 11/11/2021 – Kabul 17/12/2021

<https://doi.org/10.54926/gdt.1022039>

# Investigating The Effects Of Cylindrical Appandages On Hydrofoil Surface To Formation Of Cavitation

Metin Kemal Gökçe<sup>1</sup>, Şafak Akgünlü<sup>2</sup>, Aydın Tekerek<sup>3</sup>, Mehmet Can Durukan<sup>4</sup>, Alper Altınışık<sup>5</sup>

<sup>1,2,3,4,5</sup>, BMC POWER Engine and Control Technologies Inc., Istanbul, Turkey

<sup>1</sup>(corresponding author) kemal.gokce@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0003-0393-3415

<sup>2</sup> safak.akgunlu@bmcpower.com.tr, 0000-0001-8977-9118

<sup>3</sup> aydin.tekerek@bmcpower.com.tr, 0000-0003-0105-0782

<sup>4</sup> mehmetcan.durukan@bmcpower.com.tr, 0000-0001-9358-4786

<sup>5</sup> alper.altinisik@bmcpower.com.tr , 0000-0002-5092-1436

## ABSTRACT

In parallel with the developments in computer technologies, great improvements in computational fluid dynamics approaches enabled researchers to perform realistic cavitation analysis. In this study, cylindrical appandages which have different radius and locations are located on suction side of NACA661-012 hydrofoils leading edge. Effects of these appandages on cavitation occurrence have been investigated. Firstly, cavitating and non-cavitating analysis have been performed for original hydrofoil and CFD approach has been verified with experimental and numerical results in literature. Then cavitating simulations of modified hydrofoils with cylindrical appandages have been performed at 6° angle of attack. Effects of the appandages on cavitation formation and other hydrodynamic parameters were examined by post-processing of the simulations. It is concluded that some of the appandages reduced cavitation formation, some did not affect significantly while some of them increased the amount of cavitation. Meanwhile, the drag and lift forces which determine the performance of a hydrofoil were increased or decreased with different appandages. As a result, implementation of minor modifications on a hydrofoil without changing the characteristic profile can reduce the negative effects of cavitation.

**Keywords:** Hydrofoil, cavitation, CFD, RANS, airfoil

**Article history:** Received 11/11/2021 – Accepted 17/12/2021

## 1. Giriş

Kanat yapıları havacılık endüstrisinin haricinde pervane, rüzgâr türbini, turbomakine ve hidrofoiller gibi birçok farklı akışkan uygulamasında uzun yıllardır kullanılan geometrik yapılardır. Kullanım amaçları uygulamaya göre değişiklikler gösterse de çalışma teorileri temel olarak aynıdır. Kanadın baskı ve emme yüzeyleri arasında basınç farkı nedeniyle oluşan kuvvetler, bu geometrik yapıları farklı mühendislik uygulamalarında kullanışlı hale getirmiştir. Hava ortamındaki uygulamaların aksine gemi pervanesi, hidrofoiller, su ve yağ pompaları ve hidrolik turbomakineler gibi sıvı fazı ortamında çalışan kanatlarda kavitasyon önemli bir konudur.

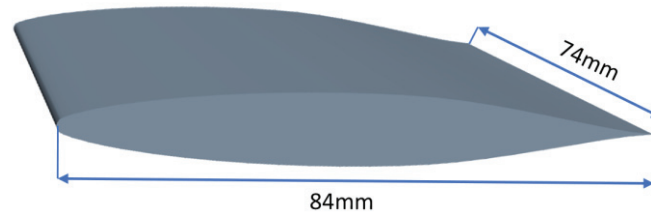
Akış ortamı içerisinde bir konumdaki yerel basıncın, akışkanın buharlaşma basıncının altına düşmesi nedeniyle buharlaşması ve buna bağlı olarak gaz kabarcıklarının oluşması kavitasyon olarak adlandırılmaktadır. Soğuk kaynama olarak da bilinen kavitasyon, endüstride turbomakine ve denizcilik uygulamalarında sıklıkla karşılaşılan bir konudur. Kabarcıkların faz değişiminin gerçekleştiği düşük basınçlı bölgeden görece yüksek basınçlı bölgelere hareket etmesi ve patlaması sonucunda şok dalgaları meydana gelmekte ve bunun sonucunda gürültü, titreşim ve malzemede erozyon gibi istenmeyen durumlar oluşmaktadır. Usta vd. KCD-193 model pervanesinin farklı koşullardaki performansını ve kavitasyona bağlı olarak oluşan erozyon karakteristiklerini HAD yaklaşımı ile incelemişlerdir. Çalışmalarında kavitasyona bağlı erozyon yoğunluğunu hesaplamak için yeni bir yaklaşım önermişlerdir (Usta vd., 2017). Sezen vd., bir gemi pervanesinin akustik özelliklerini HAD yaklaşımı ile belirlemişlerdir. Uyguladıkları hibrit çözüm yaklaşımıyla elde ettikleri sonuçların, diğer araştırma sonuçlarıyla uyumlu olduğunu belirtmişlerdir (Sezen vd., 2019). Lou vd. bir pervanenin hava ve sudaki akışkan kaynaklı titreşim ölçümlerini gerçekleştirmişlerdir. Daha sonra sonlu elemanlar yöntemi kullanarak birçok sayısal çalışma yapmışlar ve nihayetinde doğal frekans değerini deney sonuçlarıyla uyumlu bir şekilde hesaplayan bir ampirik formül geliştirmişlerdir (Lou vd., 2021). Endüstride oldukça yaygın karşılaşılmaması ve karmaşık oluşum mekanizması nedeniyle kavitasyon, uzun yıllardır araştırmacıların ilgisini çeken bir konu olmuştur. Kavitasyon oluşumunun deneysel olarak gözlemlenmesi, özel düzenekler gerektiren oldukça zahmetli süreçlerdir. İstanbul Teknik Üniversitesi'nde kurulmakta olan bir kavitasyon tünelinin yakın zamanda faaliyete geçecek olması, ülkemizde kavitasyon alanında yapılacak çalışmalar adına önemli bir adımdır. Hidrofoil etrafında kavitasyon oluşumu konusunda bilinen ilk ve en önemli çalışma Kermeen tarafından NACA66<sub>1</sub>-012 kanat profiline sahip bir hidrofoil için gerçekleştirilen kavitasyon deneyleridir (Kermeen, 1956). Çalışmasında söz konusu hidrofoil için farklı hücum açılarında ve kavitasyon sayılarında deneyler gerçekleştirmiş ve kavitasyon konusunda açık literatüre zengin bir kaynak kazandırmıştır. Benzer şekilde Kermeen NACA44-12 kanat profiline sahip hidrofoil için de kavitasyonlu deneyler gerçekleştirmiştir (Kermeen, 1956). Son yıllardaki bilgisayar teknolojilerindeki gelişim hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yaklaşımı ile gerçekleştirilen çalışmaları da olumlu etkilemiş ve araştırmacıları kavitasyon konusunda HAD yöntemi kullanmaya teşvik etmiştir. Özellikle kavitasyon deneylerinin zorlu doğası, HAD yaklaşımının bu alanda tercih edilmesinin bir diğer nedenidir. Mortezazadeh vd., kavitasyon oluşumunu azaltmak adına hidrofoilin hücum kenarına bir takıntı eklemişler ve takıntının oluşan gaz kabarcığı boyutu üzerindeki etkilerini HAD yaklaşımı ile incelemişlerdir (Mortezazadeh vd., 2014). Sedlar vd., NACA2412 hidrofoil etrafındaki kavite olan kararsız akışı gözlemek için deneysel ve sayısal yaklaşımlar uygulamışlardır. Çalışmalarında farklı türbülans modelleri kullanarak bunların kavitasyon oluşumunu belirlemedeki yetkinliklerini araştırmışlardır (Sedlar vd., 2016). Quandil vd., HAD yaklaşımı ile NACA66-012 kanat profiline sahip bir hidrofoil üzerindeki kavitasyon oluşumunu incelemişler ve sonuçlarını Kermeen tarafından elde edilen deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır (Quandil vd., 2019).

Literatürde bir hidrofoil etrafındaki kavitasyon oluşumuna etki eden parametrik değişen takıntıların incelendiği bir çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışmada NACA66<sub>1</sub>-012 kanat profiline sahip bir hidrofoilin üst (emme) yüzey-önder kenar bölgesinde yer alan farklı konumlarda ve boyutlardaki silindirik eklentilerin, kavitasyon oluşumu üzerindeki etkileri ticari bir HAD yazılımı kullanılarak incelenmiştir. Uygulanan HAD yaklaşımının doğrulanması için öncelikle bir ağ yakınsama çalışması gerçekleştirilmiştir. Sonrasında elde edilen sonuçlar, söz konusu kanat profiline ait literatürde bulunan kavitasyonsuz ve kavitasyonlu durumdaki deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır (Kermeen, 1957). Sonuçların uyumlu olduğunun belirlenmesinin ardından 6° hücum açısına sahip, eklentili hidrofoil tasarımlarının kavitasyonlu durumdaki analizleri gerçekleştirilmiştir.

## 2. Hidrofoil Geometrisi ve HAD Modelinin Oluşturulması

### 2.1. NACA66<sub>1</sub>-012 Hidrofoil Geometrisi

Bu çalışmada simetrik NACA66<sub>1</sub>-012 kanat profiline sahip hidrofoil kullanılmıştır. Hidrofoilin boyutları, Kermeen'in kavitasyon tüneli deneylerinde kullandığı boyutlarla aynı olup kanat boyu ve genişliği sırasıyla 84 mm ve 74 mm'dir (Kermeen, 1956). Şekil 1'de söz konusu hidrofoilin kesit görüntüsü, Tablo 1'de ise çalışmada kullanılan NACA66<sub>1</sub>-012 kanat profilinin koordinatları görülmektedir.



Şekil 1. NACA66<sub>1</sub>-012 kanat görünüşü

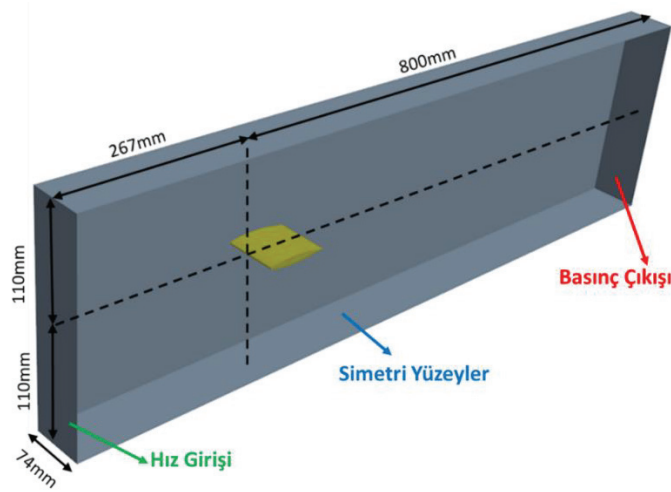
Tablo 1. NACA66<sub>1</sub>-012 kanat profili koordinatları

X [mm]	Y [mm]	X [mm]	Y [mm]
0	0	33.6	4.995
0.42	0.761	37.8	5.040
0.63	0.913	42	5.011
1.05	1.141	46.2	4.902
2.1	1.519	50.4	4.694
4.2	2.097	54.6	4.317
6.3	2.551	58.8	3.793
8.4	2.937	63	3.164
12.6	3.557	67.2	2.473
16.8	4.033	71.4	1.750
21	4.400	75.6	1.037
25.2	4.677	79.8	0.398
29.4	4.874	84	0

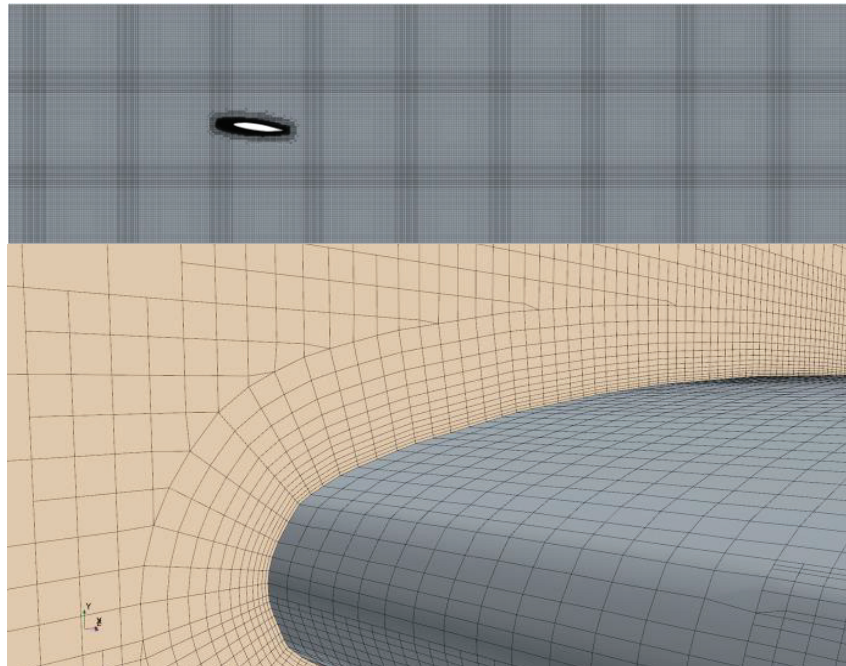
## 2.2. HAD Akış Çevresi ve Ağ Yakınsama Çalışması

### 2.2.1. Akış çevresi ve ağ yapısının oluşturulması

Yukarıda geometrik özellikleri verilen NACA66<sub>1</sub>-012 hidrofoilin HAD yaklaşımı ile analiz edilebilmesi için gerekli olan akış çevresinin (domain) görüntüsü, temel boyutları ve yüzey sınır şartları Şekil 2'deki gibidir. Akış çevresinin genişliği, hidrofoilin genişliği ile aynı tutularak (74 mm) akım ayrılması kaynaklı etkilerin önüne geçilmesi ve dolayısıyla iki boyutlu ideal akışa yakın sonuçlar elde edilmesi hedeflenmiştir. Akış çevresinin diğer boyutları, hidrofoil etrafındaki akışı etkilemeyecek şekilde Quandil vd. tarafından yapılan çalışma önerilen boyutlar dikkate alınarak belirlenmiştir (Quandil vd., 2019). Daha sonra söz konusu akış çevresi için Şekil 3'te gösterildiği gibi ağ elemanları oluşturulmuştur. Hidrofoil yüzeyleri etrafında sınır tabakadaki akışın doğru bir şekilde modellenebilmesi için uygun kalınlıkta ve sistematik olarak büyüyen prizma tabakaları kullanılmıştır.



Şekil 2. HAD analizlerinde kullanılan akış çevresinin genel görünümü



Şekil 3. Akış çevresi içerisinde oluşturulan ağ yapılarının genel görünümü

### 2.2.2. Ağ Yakınsama Çalışması

HAD yaklaşımı ile elde edilecek sonuçların güvenilirliği açısından ağ yakınsama çalışmasının gerçekleştirilmesi önemlidir. Bu kısımda akış çevresinde oluşturulacak ağ yapıları için bir ağ yakınsama çalışması gerçekleştirilmiştir. Uygulanan ağ yakınsama çalışması Stern vd. tarafından geliştirilmiş bir yöntem olup, yöntem hakkında daha detaylı bilgi için referans çalışma incelenebilir (Stern vd., 2001).

Ağ yakınsama çalışması için analizler zamandan bağımsız olarak, hidrofoilin kavitasyonsuz durumu için gerçekleştirilmiştir. HAD yaklaşımında kullanılan fiziksel parametreler ve modeller bir sonraki bölümde paylaşılmıştır. Çalışma için  $6^\circ$  hücum açısına sahip NACA66<sub>1</sub>-012 hidrofoilin kavitasyonsuz durumdaki kaldırma katsayısı ( $C_L$ ) parametresi dikkate alınmıştır. Analizler deneysel sonuçlarla (Abbott vd., 1945) uyumluluk açısından  $3.10^6$  Reynolds sayısı (Re) için gerçekleştirilmiştir. Ağ tasfiye katsayısı ( $r_G$ ),  $\sqrt{2}$  olarak tercih edilmiş ve eleman boyutları bu doğrultuda değiştirilerek, 2 numaralı ağ yapısı esas model olmak üzere (bkz. Şekil 3), üç farklı ağ yapısı oluşturulmuştur. Oluşturulan ağ yapılarının ağ eleman sayıları ve bu ağ yapıları ile elde edilen  $C_L$  sonuçları Tablo 2’de paylaşılmıştır.

**Tablo 2.** Farklı ağ yapılarıyla elde edilen kaldırma katsayısı değerleri

	Deney (Abbott vd.)	Ağ Yapısı 1	<b>Ağ Yapısı 2</b>	Ağ Yapısı 3
<b>Eleman Sayısı</b>	-	7,647,450	<b>4,283,875</b>	1,876,421
<b><math>C_L</math></b>	0.642	0.6753	<b>0.6630</b>	0.6754

Stern vd. tarafından geliştirilen yaklaşım ile elde edilen onaylama (verification) parametreleri ise Tablo 3’teki gibi gerçekleşmiştir.

**Tablo 3.** Ağ yakınsama çalışması sonucunda elde edilen onaylama parametreleri

$\epsilon_{32}$	$\epsilon_{21}$	$R_{G_2}$	$r_G$	$p_g$	$\delta_{RE}$	$C_G$	$U_G$
0.0124	-0.0123	-0.9919	1.414	1.068	0.028	0.448	<b>0.0277</b>

$R_{G_2}$  değerinin 0’dan küçük gerçekleşmesi, yukarıdaki ağ yapısı sistemi ile elde edilen  $C_L$  sonuçlarının salınımlı bir yakınsama yaptığını ifade etmektedir (Stern vd., 2001). İteratif belirsizlik  $U_I$ ,  $2.10^{-6}$  mertebelerinde gerçekleştiğinden ihmal edilmiş ve nümerik belirsizlik  $U_N$ ’nin direkt olarak ağ yapısı belirsizliği  $U_G$ ’ye eşit olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda nümerik belirsizlik  $U_N=U_G=0.0277$  şeklinde gerçekleşmiştir. Yapılan bu çalışma ile, esas model (Ağ Yapısı 2) ile elde edilen sonuçtaki belirsizlik değeri belirlenmiş ve HAD yaklaşımı ile söz konusu sınır şartlarındaki kaldırma katsayısı değeri  $C_L$ ,  **$0.663 \pm 0.0277$  ( $\pm 4.2$ )** olarak hesaplanmıştır.

Karşılaştırmalı hata değeri E ise Denklem 1’deki gibi hesaplanır:

$$E = |D - S| \quad (1)$$

Burada D deney sonucunu, S ise esas model ( $S_{G_2}$ ) ile elde edilen analiz sonucunu ifade etmektedir. Tablo 4’te bu ifadeler dikkate alınarak belirlenmiş doğrulama (validation) parametreleri verilmiştir.



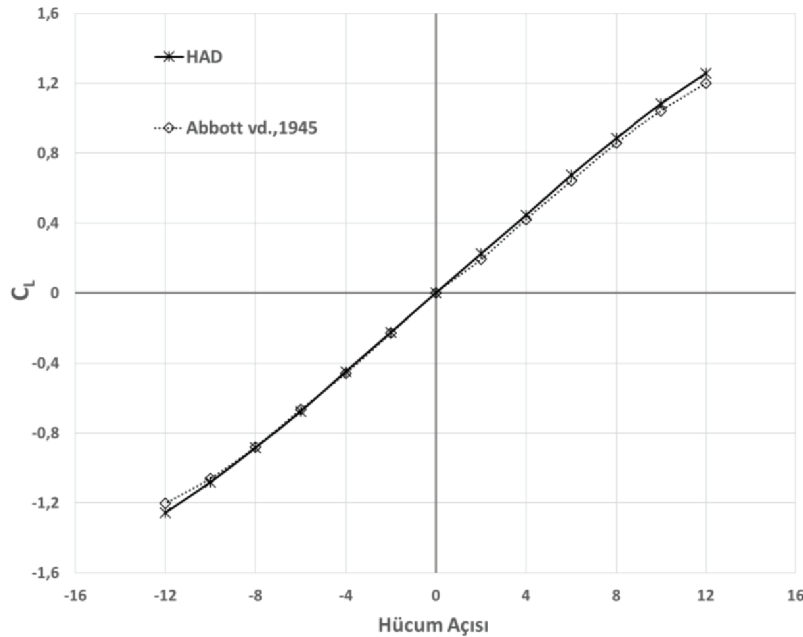
**Tablo 4.** Analizler için doğrulama parametreleri

Deney (D)	Analiz ( $S_{G_2}$ )	Hata (E)	% Hata (E)
0.642	0.663	0.021	3.3

Ağ yakınsama çalışması sonucunda hesaplanan hata değerinin, gerçekleşen nümerik belirsizlik değerinden küçük olmasıyla ( $E < U_N$ ) ağ yapısı doğrulanmış olmaktadır. Böylelikle çalışma kapsamında kullanılacak olan ağ yapısı (Ağ Yapısı 2) belirlenmiştir. Bu ağ yapısında söz konusu Reynolds sayısında kanat yüzeyinde hesaplanan ortalama  $y^+$  değeri yaklaşık '28' olarak hesaplanmıştır.

### 2.3. Doğrulanmış Ağ Yapısının Deney Verileriyle Karşılaştırılması

Ağ yakınsama çalışmasının ardından doğrulanmış olan ağ yapısı ile kavitasyonsuz durumda, farklı hücum açılarındaki NACA66<sub>1</sub>-012 hidrofoili için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması Şekil 4'te gösterilmektedir. Şekil 4'te paylaşılan sonuçlar incelendiğinde doğrulanmış ağ yapısının neredeyse bütün hücum açılarındaki deneyle uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür.



**Şekil 4.** Kaviteyonsuz durumdaki sonuçların karşılaştırılması (Abbott vd., 1945)

### 3. Kaviteyonsuz Hidrofoil HAD Analizleri

Uygun ağ yapısının belirlenmesinin ardından bu bölümde 6° hücum açısına sahip, orijinal ve modifiye edilmiş NACA66<sub>1</sub>-012 hidrofoilleri etrafındaki kaviteyonsuz akışın HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu hücum açısının tercih edilmesinin nedeni, kaviteyon oluşumunun düşük açılara görece daha fazla gerçekleşecek olmasıdır. Daha yüksek hücum açılarındaki ise akım ayrılmaları, girdap kopmaları gibi zamana oldukça bağlı oluşumlar baskınlaşacağından zamandan bağımsız analiz yaklaşımı gerçekçi olmayacaktır. Analizler, bir önceki bölümde uygulanan HAD yaklaşımından farklı olarak kaviteyon oluşumunu modelleyebilmek adına zamana bağlı ve çift fazlı olarak gerçekleştirilmiştir. Kaviteyon oluşumu literatürde de sıklıkla rastlanan Schnerr-Sauerr kaviteyon modeli kullanılarak analiz edilmiştir. Analizler sıkıştırılmaz akış kabulü ile gerçekleştirilmiş ve k-epsilon türbülans modeli tercih edilmiştir. Bu türbülans modelinin tercih edilmesinin nedeni literatürde de benzer akış problemleri için

tercih ediliyor olmasıdır (Mortezazadeh vd., 2014, Yang vd., 2013). Sıcaklık değişiminin etkisi ihmal edildiğinden, enerji denklemleri etkinleştirilmemiştir. Tablo 5'te kavitasyonlu durumdaki HAD analizlerinde kullanılan modeller ve parametreler gösterilmektedir.

Tablo 5'te belirtilen  $\rho_s$  ve  $\rho_{s,v}$  sırasıyla suyun ve su buharının yoğunluğunu  $\mu_s$  ve  $\mu_{s,v}$  ise sırasıyla suyun ve su buharının dinamik viskozitesini ifade etmektedir. Ölçekleme faktörü (+) ve ölçekleme faktörü (-) parametreleri ise ilgili kavitasyon modelinde sırasıyla; sıvıdan buhar fazına geçiş ile buhardan sıvı faza geçiş hızı faktörlerini ifade etmektedir. Ölçekleme faktörü (+) değerinin 1'den yüksek bir değer seçilmesi durumunda buhar oluşum hızı yükselmekte ve beraberinde kavitasyon oluşumu artmaktadır. Benzer şekilde 1'den küçük seçilmesi durumundaysa buhar oluşumu zorlaşmakta ve kavitasyon miktarı azalmaktadır. Ölçekleme faktörü (-) değerinin 1'den yüksek tercih edilmesi durumunda buhar fazından sıvı faza geçiş hızı artmakta ve oluşan buharın sıvı faza dönmesi kolaylaşmaktadır. Bu değer 1'den küçük bir değer olması durumunda oluşan buharın sıvı haline gelmesi zorlaşmaktadır. Özetle, söz konusu parametreler akışkanla ilgili olup literatürde su ile gerçekleştirilen kavitasyon çalışmalarında 1 olarak kabul edilmiştir.

**Tablo 5.** Kavitasyonlu HAD analizlerinde kullanılan model ve parametreler

<b>Türbülans Modeli</b>	k-epsilon
<b>Zaman Adımı</b>	$1 \times 10^{-4}$ s
$\rho_s$	997.5 kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{s,v}$	0.595 kg/m <sup>3</sup>
$\mu_s$	$8.887 \times 10^{-4}$ Pa-s
$\mu_{s,v}$	$1.268 \times 10^{-5}$ Pa-s
$P_v$	3170.34 Pa
$V_\infty$	12.12 m/s
<b>Kavitasyon Modeli</b>	Schnerr-Sauer
<b>Ölçekleme Faktörü (+)</b>	1
<b>Ölçekleme Faktörü (-)</b>	1

Kavitasyon oluşumu boyutsuz bir katsayı olan kavitasyon sayısına ( $\sigma$ ) bağlı olarak incelenir ve bu ifade Denklem 2'deki gibi hesaplanmaktadır:

$$\sigma = \frac{(P_0 - P_v)}{\frac{1}{2} \rho_s V_\infty^2} \quad (2)$$

Burada  $P_0$  referans basıncı,  $P_v$  suyun buharlaşma basıncını ve  $V_\infty$  ise serbest akış hızını ifade etmektedir. Bu çalışma kapsamında ele alınan farklı kavitasyon sayıları, yukardaki ifade içerisinde yer alan referans basınç ( $P_0$ ) değiştirilip, diğer tüm parametreler sabit tutularak elde edilmiştir.

### 3.1 Orijinal NACA661-012 Kavitasyonlu HAD Analizleri

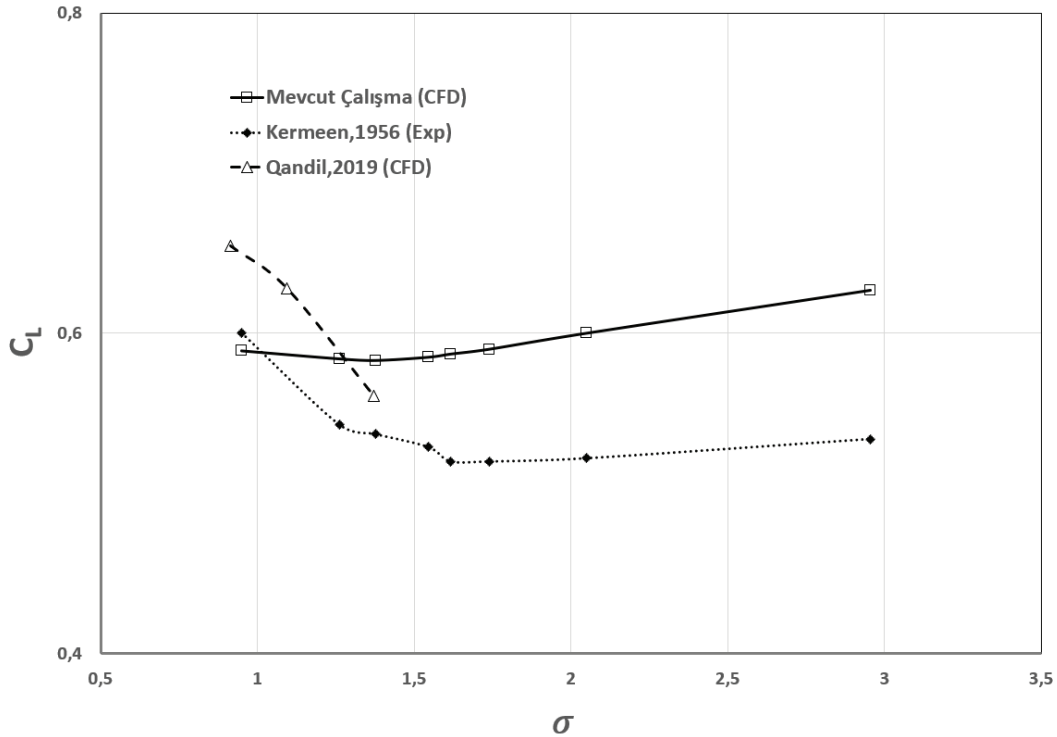
Bu kısımda 6° hücum açısına sahip orijinal NACA66<sub>1</sub>-012 hidrofoilin, 0.950-2.955 kavitasyon sayıları aralığındaki HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu kavitasyon sayılarının seçilmesinin nedeni, analiz sınır şartlarının literatürde bulunan deneysel sınır şartları ile uyumlu olmasının hedeflenmesidir (Kermeen, 1956). Farklı kavitasyon sayıları Tablo 5'te ifade edilen değerler sabit tutulup, referans basınçlar ise Tablo 6'daki gibi değiştirilerek elde edilmiştir.

**Tablo 6.** Farklı kavitasyon sayıları için uygulanan referans basınç değerleri

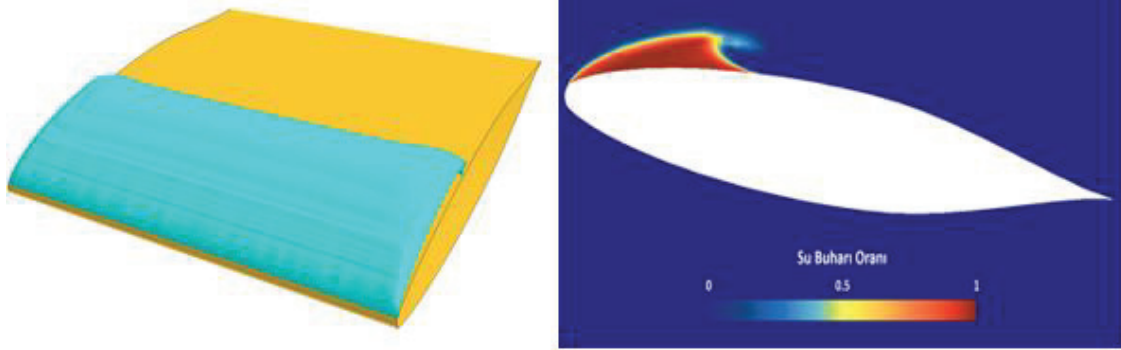
Kavitasyon Sayısı ( $\sigma$ )	Referans Basınç (kPa)
0.950	73.602
1.261	96.659
1.378	105.333
1.545	117.714
1.617	123.052
1.739	132.097
2.048	155.006
2.955	222.250

Şekil 5'te söz konusu sınır şartlarında gerçekleştirilen HAD analizlerinin, deneysel sonuçlarla ve literatürde bulunan ve HAD yaklaşımı uygulanan başka bir çalışmanın sonuçları ile karşılaştırmaları görülmektedir (Qandil vd., 2019). Şekil 5 incelendiğinde mevcut çalışmada uygulanan HAD yaklaşımı ile özellikle düşük kavitasyon sayılarında (yüksek kavitasyon riski olan bölgede) literatürdeki sonuçlarla uyumlu sonuçlar elde edilmektedir.

Şekil 6'da çalışma kapsamında kavitasyon riski en yüksek olan 0.95 kavitasyon sayısındaki analiz sonrası görseller paylaşılmıştır. Görsellerden de anlaşılacağı üzere hidrofoil etrafında kavitasyon oluşumu beklendiği gibi, kanadın önder kenar kısmında ve emme yüzeyi etrafında gerçekleşmiştir. Söz konusu hücum açısında kavitasyonsuz durumdaki kaldırma katsayısı  $C_L$  **0.675** değerindeyken kavitasyonlu durumda **0.585**'e düşmüştür. Benzer şekilde kanat sürüklenme katsayısı  $C_D$  kavitasyonsuz durumda **0.0163** iken kavitasyonlu durumda **0.0297**'ye yükselmiştir.



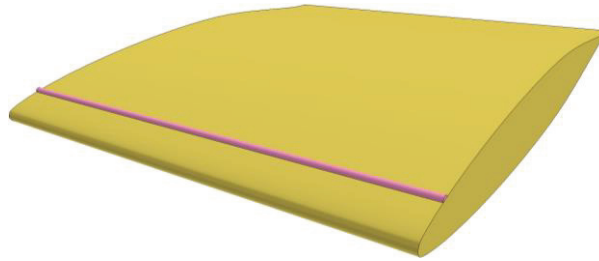
**Şekil 5.** Kavitasyonlu durumdaki sonuçların literatürdeki verilerle karşılaştırılması



**Şekil 6.**  $6^\circ$  hücum açısında ve 0.95 kavitasyon sayısında orijinal hidrofoil etrafındaki kavitasyon oluşumu

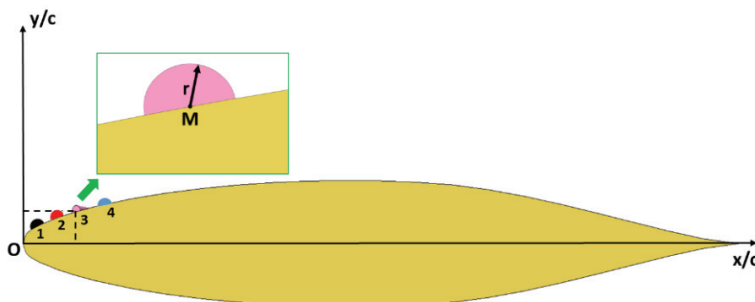
### 3.2 Modifiye Edilmiş NACA661-012 Kavitasyonlu HAD Analizleri

Bir önceki kısımda orijinal NACA66<sub>1</sub>-012 hidrofoili için farklı kavitasyon sayılarında gerçekleştirilen analizlerin ardından, bu kısımda kavitasyon gözlenen bölgede yapılacak geometrik modifikasyonların kavitasyon oluşumu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu bağlamda hidrofoilin önder kenar bölgesinde ve emme yüzeyi tarafına, Şekil 7'de de bir örneği gösterilen, kanat genişliği boyunca uzanan yarım silindirik eklentiler yerleştirilmiştir. Eklentilerin konumları, kavitasyonun genellikle yoğun olarak gerçekleştiği emme yüzeyi tarafında %10 kord uzunluğu bölgesinde 4 ayrı istasyon olacak şekilde tercih edilmiştir. Yarıçap büyüklükleri ise mevcut çalışmada sırasıyla 0.3, 0.4 ve 0.5 mm değerlerini sağlayacak şekilde oluşturulmuştur.



**Şekil 7.** Yarım silindirik eklentiye sahip örnek hidrofoil modeli (Eklenti 9)

Söz konusu yarım silindirik eklentilerin değişken parametreleri kanat kesiti üzerindeki konumları ve taban yarıçapları olup, kesit üzerinde Şekil 8'de gösterilmiştir.



**Şekil 8.** Yarım silindirik eklentilerin değişken parametrelerinin gösterimi

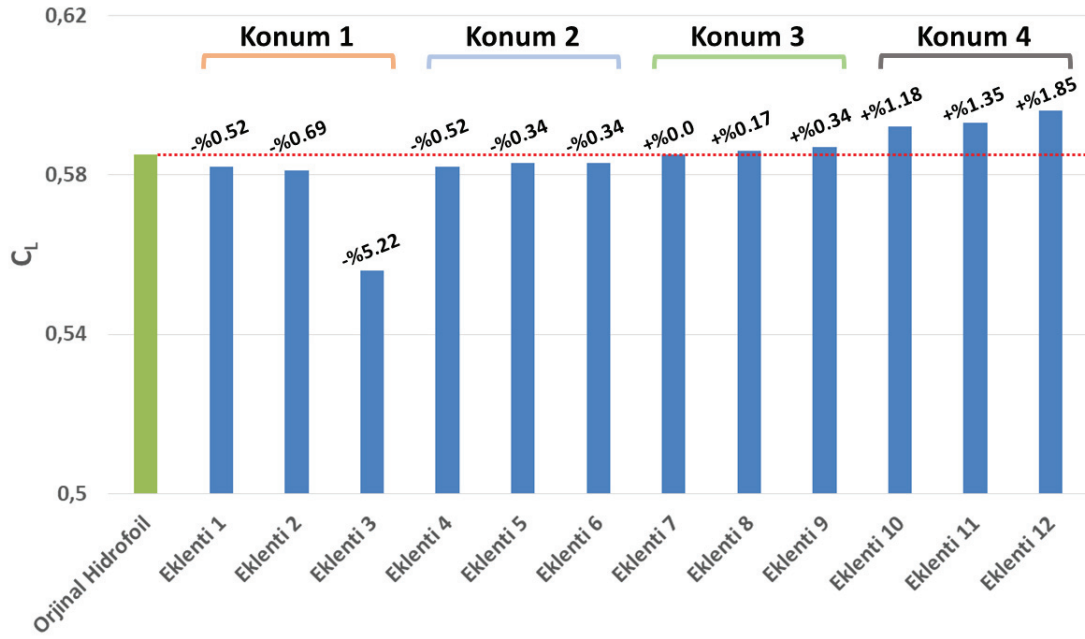
**Tablo 7.** Silindirik eklentilerin konumları ve yarıçapları

Konum	Model	x/c	y/c	r/c
1	Eklenti 1	0.025	0.01808	$3.57 \times 10^{-3}$
	Eklenti 2	0.025	0.01808	$4.76 \times 10^{-3}$
	Eklenti 3	0.025	0.01808	$5.95 \times 10^{-3}$
2	Eklenti 4	0.050	0.02496	$3.57 \times 10^{-3}$
	Eklenti 5	0.050	0.02496	$4.76 \times 10^{-3}$
	Eklenti 6	0.050	0.02496	$5.95 \times 10^{-3}$
3	Eklenti 7	0.075	0.03037	$3.57 \times 10^{-3}$
	Eklenti 8	0.075	0.03037	$4.76 \times 10^{-3}$
	Eklenti 9	0.075	0.03037	$5.95 \times 10^{-3}$
4	Eklenti 10	0.100	0.03480	$3.57 \times 10^{-3}$
	Eklenti 11	0.100	0.03480	$4.76 \times 10^{-3}$
	Eklenti 12	0.100	0.03480	$5.95 \times 10^{-3}$

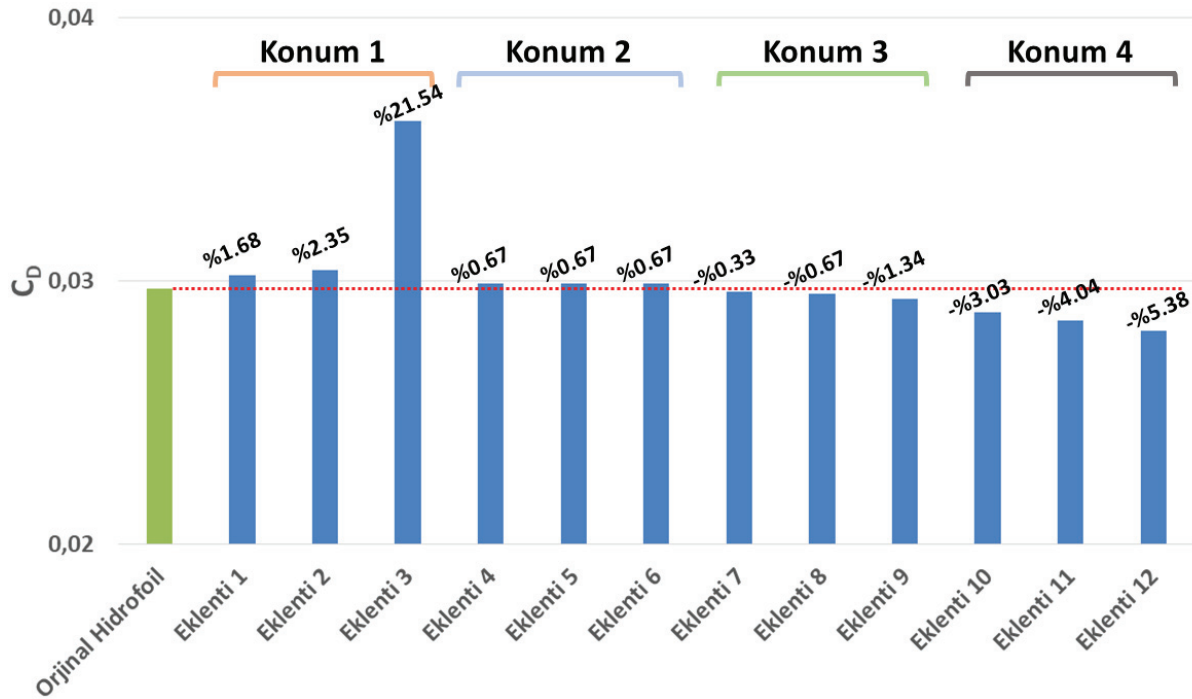
Tablo 7’de merkez konumları ve yarıçapları verilen yarım silindirik eklentiler yapılarak 12 farklı NACA66<sub>1</sub>-012 hidrofoil geometrisi oluşturulmuştur. Tablo 7 incelendiğinde yapılan eklentilerin 4 farklı konumda ve her konumda 3 ayrı yarıçap değerine sahip olduğu görülebilmektedir. Böylece eklentilerin konumlarının ve çaplarının kavitasyon oluşumu üzerindeki etkilerinin yorumlanabilmesi hedeflenmiştir. Oluşturulan 12 hidrofoilin, 6° hücum açısında, bir önceki kısımdaki orijinal hidrofoil analizlerinde uygulanan HAD yaklaşımı ile 1.545 kavitasyon sayısındaki analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerde kanat kaldırma ve sürüklenme katsayıları ile birlikte, kavitasyon oluşum miktarını belirleyebilmek adına akış çevresi içerisinde oluşan su buharı hacimleri de hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar ise Tablo 8’de paylaşılmıştır.

**Tablo 8.** Eklentili hidrofoiller için 1.545 kavitasyon sayısı için elde edilen sonuçlar

Konum	Model	$C_L$	$C_D$	$C_L/C_D$	Buhar Hacmi [m <sup>3</sup> ]
-	Orijinal	0.585	0.0297	19.7	$2.55 \times 10^{-7}$
1	Eklenti 1	0.582	0.0302	19.3	$1.78 \times 10^{-7}$
	Eklenti 2	0.581	0.0304	19.1	$1.62 \times 10^{-7}$
	Eklenti 3	0.556	0.0361	15.4	$4.89 \times 10^{-8}$
2	Eklenti 4	0.582	0.0299	19.5	$2.29 \times 10^{-7}$
	Eklenti 5	0.583	0.0299	19.5	$1.67 \times 10^{-7}$
	Eklenti 6	0.583	0.0299	19.5	$1.57 \times 10^{-7}$
3	Eklenti 7	0.585	0.0296	19.8	$2.42 \times 10^{-7}$
	Eklenti 8	0.586	0.0295	19.9	$2.38 \times 10^{-7}$
	Eklenti 9	0.587	0.0293	20.0	$2.55 \times 10^{-7}$
4	Eklenti 10	0.592	0.0288	20.6	$2.87 \times 10^{-7}$
	Eklenti 11	0.593	0.0285	20.8	$3.10 \times 10^{-7}$
	Eklenti 12	0.596	0.0281	21.2	$3.47 \times 10^{-7}$

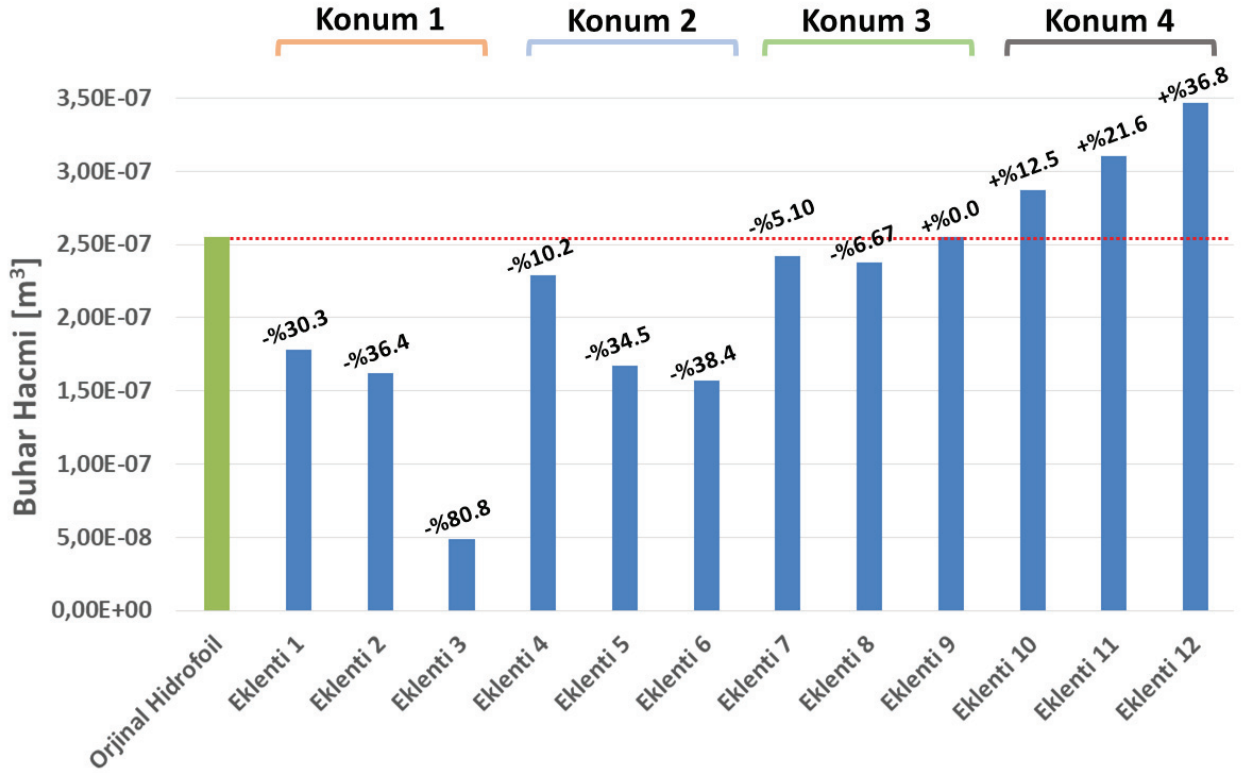


**Şekil 9.** 1.545 kavitasyon sayısında modifiye edilmiş hidrofiller için hesaplanan kanat kaldırma katsayıları

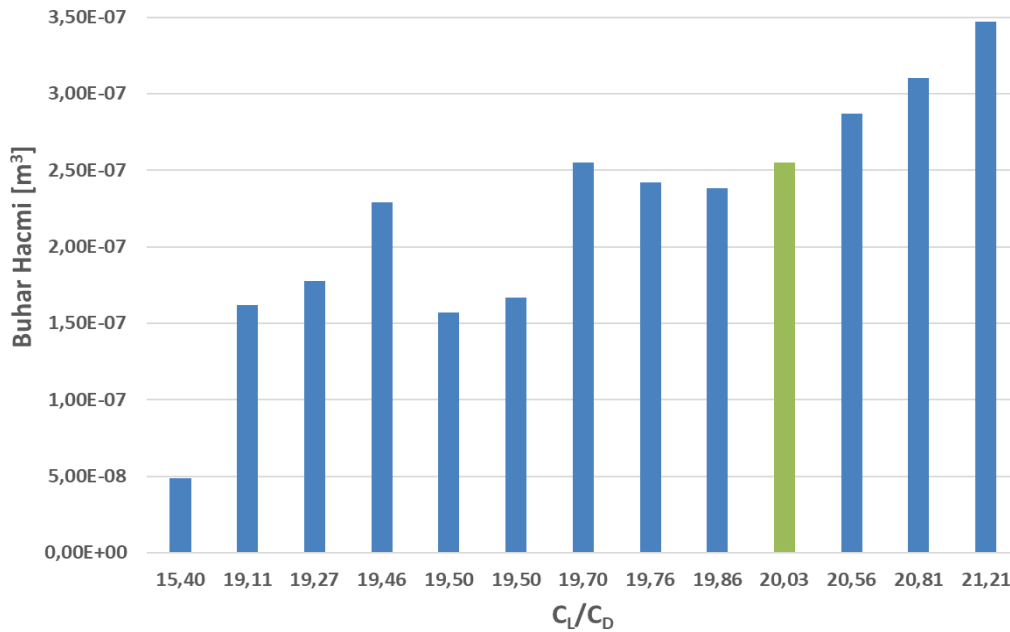


**Şekil 10.** 1.545 kavitasyon sayısında modifiye edilmiş hidrofiller için hesaplanan kanat sürüklenme katsayıları





Şekil 11. 1.545 kavite sayısında modifiye edilmiş hidrofiller etrafında oluşan su buharı hacimleri



Şekil 12. 1.545 kavite sayısında farklı kanat verimi değerlerinde gerçekleşen su buharı hacimleri

Şekil 9, Şekil 10 ve Şekil 11’de eklentili hidrofoiller için kaviteyonlu durumda elde edilen kanat kaldırma, sürüklenme katsayıları ve hidrofoil etrafında oluşan su buharı hacimlerinin orijinal hidrofoil ile karşılaştırmalı grafikleri görülmektedir. Şekil 12’de ise çalışma kapsamında incelenen hidrofoillerde farklı kanat verimlerinde ortaya çıkan su buharı hacimleri gösterilmiştir. Öncelikle belirtmek gerekir ki kaviteyon oluşumu kaviteyonsuz duruma göre, orijinal hidrofoil de dâhil olmak üzere tüm hidrofoillerde kaldırma katsayısını düşürmekte ve sürüklenme katsayısını artırmaktadır. Sonuçlar

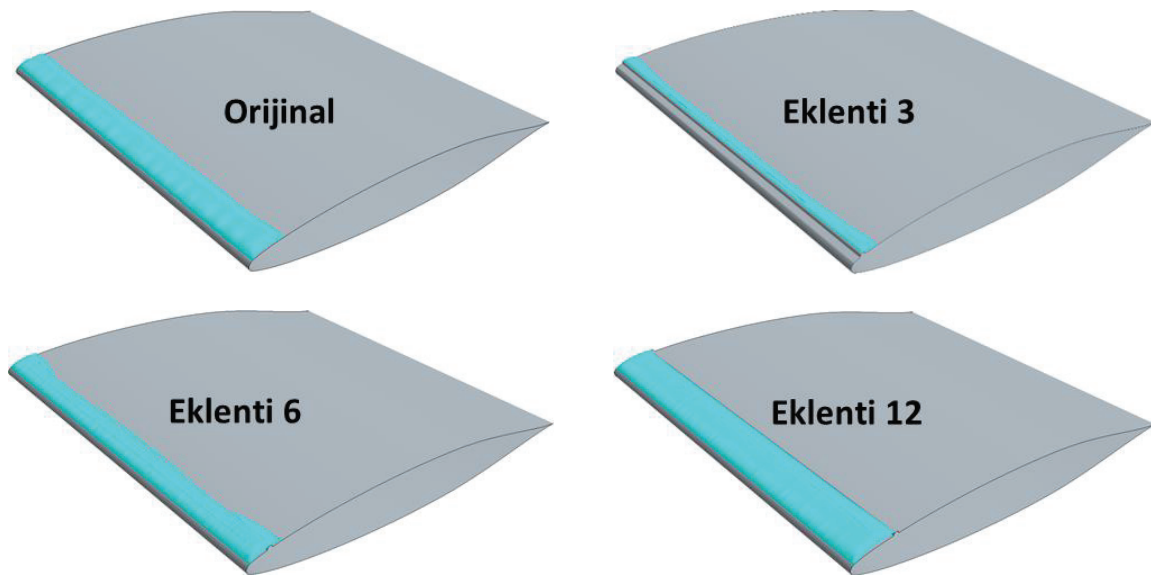
bölümünde çalışma kapsamında orijinal hidrofoile yapılan eklentilerle, bu olumsuz durum için yapılabilecek iyileştirmeler araştırılmıştır.

#### 4. Akım Görüntüleri ve Bilimsel Tartışma

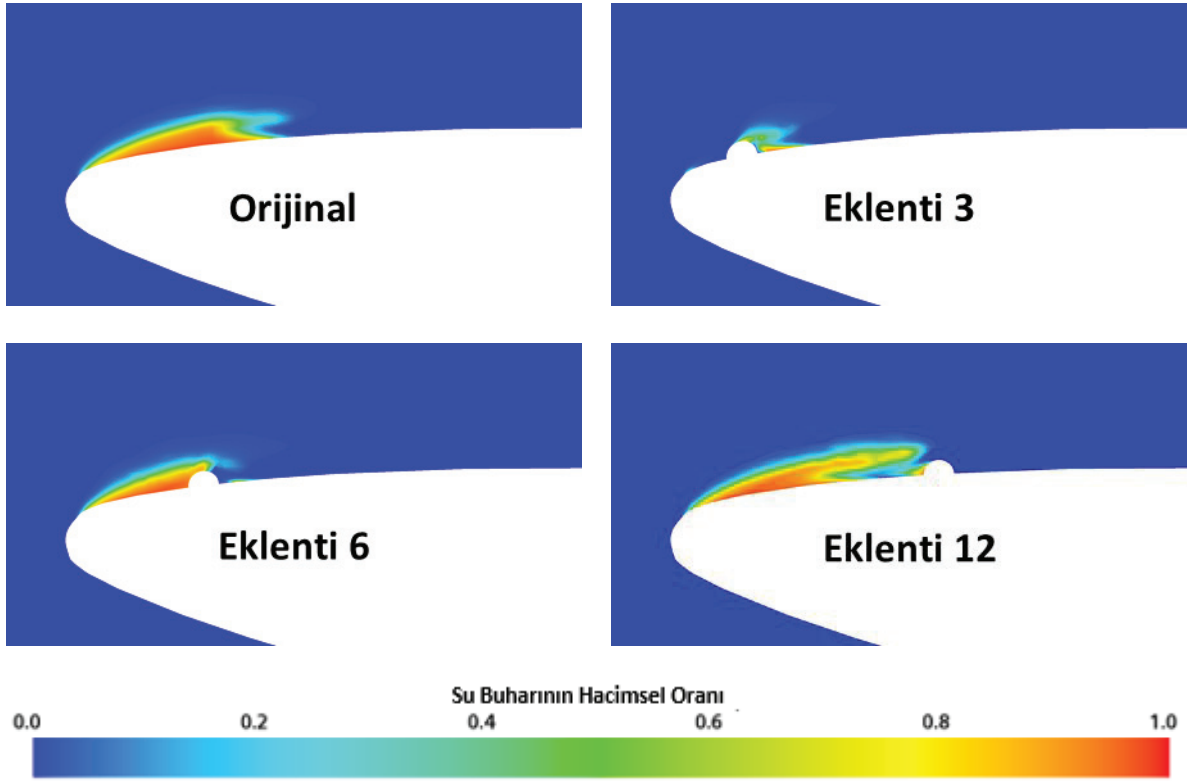
Karşılaştırmalı grafikler incelendiğinde kanat kaldırma katsayısı  $C_L$ , silindirin merkezi kuyruk kısmına doğru yaklaştıkça artmakta ve en yüksek haline 4 numaralı konumda ulaşmaktadır. 1 numaralı konuma yerleştirilen eklentiler kaldırma katsayısını görece düşürmektedir. Bununla birlikte kanat sürüklenme katsayısı  $C_D$  ise silindirin merkezinin kuyruk kısmına doğru ilerlemesiyle düşmektedir. Benzer şekilde en düşük sürüklenme katsayısı değerleri 4. Konumda gerçekleşmektedir. 1 numaralı konuma yerleştirilen eklentiler ise sürüklenme katsayısını görece artırmaktadır. En fazla su buharı da eklentinin 4. Konumda yer aldığı hidrofoillerde gerçekleşmiştir. Eklentilerin 1. Konuma yerleştirildiği hidrofoillerde ise buhar oluşumunda azalma görülmektedir.

Silindirik eklentilerin taban yarıçaplarının büyümesi 1. Konumda kaldırma katsayısını düşürürken, diğer konumlarda bir miktar artışa neden olmuştur. Benzer şekilde söz konusu yarıçapın artması 1. Konumda sürüklenme kuvvetinde artışa neden olurken, diğer konumlarda azalma sağlamıştır. Buhar oluşumu bakımından silindirin çapının artması 1. ve 2. konumlarda kavitasyon miktarını azaltırken 3. konumda önemli bir etki göstermemiş, 4. konumda ise kavitasyon oluşumunu artırmıştır.

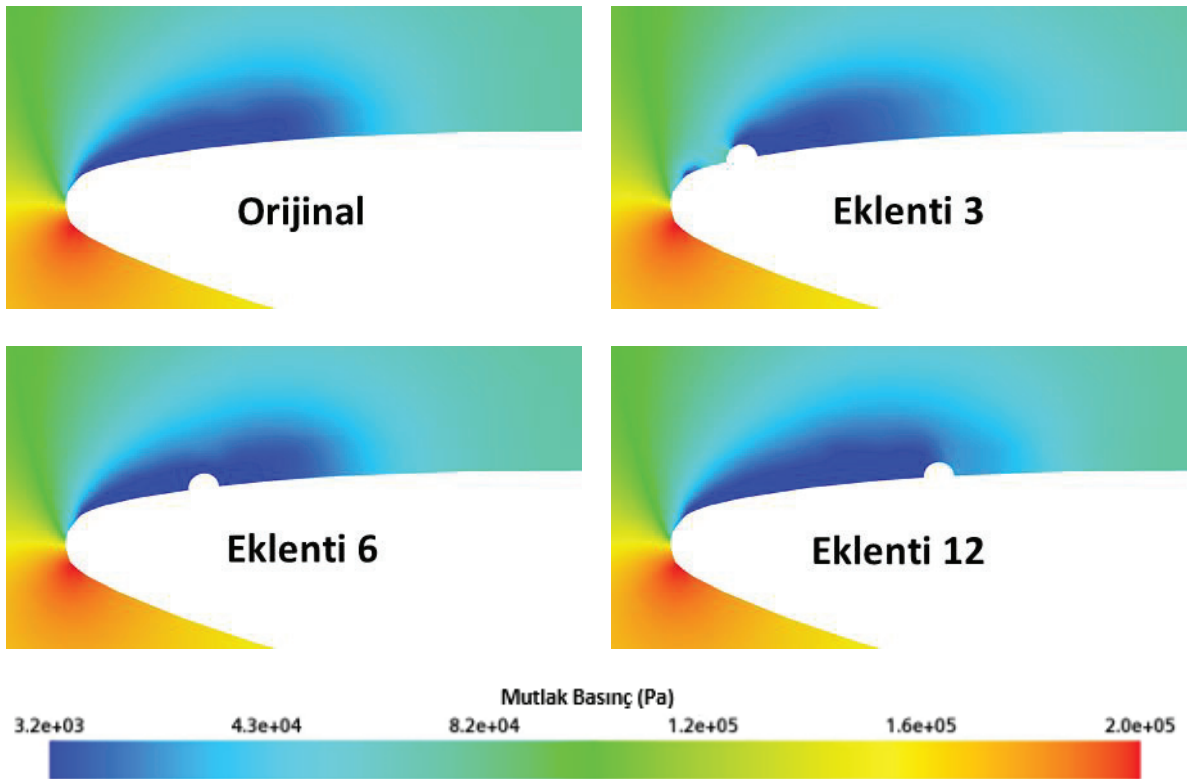
Sözü geçen karşılaştırmaları daha detaylı yapabilmek adına analiz sonrası görsellerinden faydalanılmıştır. Orijinal hidrofoil ile birlikte incelenen performans parametrelerinde önemli değişimlerin gerçekleştiği Eklenti 3 ve Eklenti 12 hidrofoillerinin analiz sonrası görselleri oluşturulmuştur. Ayrıca hidrodinamik performansı orijinal hidrofoil ile benzerlik gösteren ancak buhar oluşumu orijinal modele göre oldukça düşük olan Eklenti 6 hidrofoili de incelemeye dâhil edilmiştir.



Şekil 13. Seçilen hidrofoiller etrafındaki kavitasyon oluşumu



Şekil 14. Seçilen hidrofoillerin kanat kesiti üzerindeki buhar fazı dağılımları



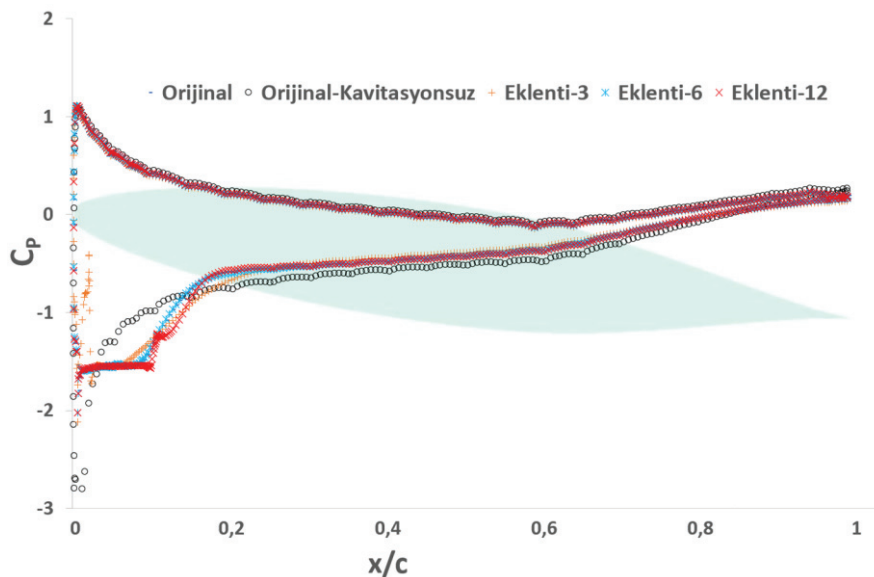
Şekil 15. Seçilen hidrofoillerin kanat kesiti üzerindeki mutlak basınç dağılımları

Şekil 13 incelendiğinde en fazla kavitasyon oluşumunun Eklenti 12’de, en az kavitasyon oluşumunun ise Eklenti 3’te olduğu görülebilmektedir. Eklenti 6’da ise kavitasyon oluşumunun orijinal hidrofoile göre daha az olduğu belirlenmiştir. Şekil 14’te paylaşılan buhar fazı dağılımları dikkate alındığında da

buhar miktarının en fazla Eklenti 12’de oluştuğu görülebilmektedir. Söz konusu görselde Eklenti 3 modelindeki buhar oluşumun oldukça düşük olduğu anlaşılmaktadır. Eklenti 6 modelindeki kavitasyon oluşumu ise orijinal hidrofoile görece daha azdır. Kavitasyonun varlığı bütün durumlar için kavitasyonsuz duruma görece kanat verimliliğini düşürmektedir ancak Şekil 12’de görüleceği üzere buhar miktarındaki artışın kanat verimliliğini artırdığı görülmüştür. Bu çalışmadaki buhar hacmi parametresi tüm akış çevresi için hesaplandığından (kanattan uzak bölgeler de dahil), kanat bazında incelenen diğer hidrodinamik parametrelerin yalnızca oluşan buhar miktarıyla irdelenmesi sağlıklı olmayacaktır.

Hidrofoillerde gerçekleşen farklı kanat kaldırma ve sürüklenme katsayılarının nedenlerini araştırmak için Şekil 15 ve Şekil 16’da paylaşılan mutlak basınç dağılımlarının değerlendirilmesi faydalı olacaktır. Aşağıda her model için yapılan çıkarımlar sıralanmıştır:

- En yüksek kaldırma katsayısının oluştuğu Eklenti 12 modeli etrafında elde edilen mutlak basınç dağılımı incelendiğinde, kanadın emme yüzeyinde oluşan düşük basınç bölgesinin orijinal modele göre daha büyük olduğu görülebilmektedir. Baskı yüzeylerindeki basınçların neredeyse aynı olduğu dikkate alındığında (bkz. Şekil 15 ve Şekil 16) bu durumun Eklenti 12 modelindeki kaldırma kuvvetini artırdığı belirlenmiştir. Düşük basınç bölgesinin aynı zamanda kanattan uzak bölgelerde de büyümesi, oluşan kavitasyon miktarını artırmıştır. Emme yüzeyindeki basınç düşüşü, hidrofoilde oluşan sürüklenme katsayısını da bir miktar düşürmüştür.
- Eklenti 3 modelinde emme yüzeyine yerleştirilen eklenti, Şekil 15 ve Şekil 16’da de görülebileceği üzere söz konusu bölgede basınç artışına neden olarak kaldırma kuvvetini azaltmıştır. Buna neden olarak söz konusu eklentinin yüksek akışkan hızı bölgesinde yavaşlatıcı bir etki göstermesi ve buna bağlı olarak o bölgedeki basıncı artırması gösterilebilir. Söz konusu bölgedeki basıncın artması oluşan kavitasyon miktarını azaltırken, hidrofoilin sürüklenme katsayısını ciddi oranda artırmıştır.
- Eklenti 6 modelinde kanat yüzeyindeki basınç dağılımı orijinal hidrofoil ile çok benzer gerçekleşmiş ve dolayısıyla kanatta orijinal model ile çok yakın kaldırma ve sürüklenme kuvveti oluşmuştur. Bununla birlikte eklentinin ardında kalan bölgedeki basınç orijinal hidrofoile görece artmış ve bu durum kavitasyon miktarında azalmaya neden olmuştur.



Şekil 16. Hidrofoillerin kanat kesitleri üzerinde elde edilen boyutsuz basınç katsayıları

## 5. Sonuçlar

Mevcut çalışma kapsamında orijinal ve modifiye edilmiş NACA66<sub>1</sub>-012 kanat profillerine sahip hidrofoillerin, 6° hücum açısındaki kavitasyon karakteristikleri incelenmiştir.

Öncelikli olarak çalışmada uygulanan HAD yaklaşımı, orijinal hidrofoil için literatürde bulunan verilerle doğrulanmıştır. Daha sonrasında orijinal hidrofoile kanat kesiti üzerinde farklı konumlarda ve yarıçaplarda silindirik eklentiler yerleştirilmiştir. Doğrulanmış HAD yaklaşımı ile analizler gerçekleştirilmiş ve yapılan geometrik modifikasyonların kavitasyon oluşumuna ve buna bağlı olarak hidrodinamik karakteristiklere olan etkileri araştırılmıştır. Farklı çapta ve konumdaki silindirik eklentilerin bir kısmının kavitasyon oluşumunu azalttığı, bir kısmının önemli bir etki yaratmadığı ve bir kısmının da olumsuz etki yaratarak kavitasyon miktarını artırdığı görülmüştür. Bununla birlikte bir hidrofoilin performansını belirleyen kaldırma ve sürükleme kuvvetlerinin de farklı eklentilerle olumlu veya olumsuz yönde değişebildiği görülmüştür.

Unutulmaması gerekir ki, bu çalışmada yalnızca NACA66<sub>1</sub>-012 kanat profiline sahip hidrofoilin 6° hücum açısındaki durumu ele alınmıştır. Dolayısıyla çalışma kapsamında yapılan çıkarımlar yalnızca söz konusu kanat profili ve hücum açısı için geçerli olacaktır. Farklı bir kanat profili veya hücum açısında uygulanacak benzer modifikasyonlar farklı etkiler yaratabilir. Ya da kavitasyon oluşumunu engellemek adına herhangi bir geometrik modifikasyon uygulamadan farklı bir kanat profili tercih edilebilir. Bu çalışmada asıl vurgulanmak istenen, mevcut bir kanat profiline yapılacak küçük modifikasyonlarla kanat profilini değiştirmeden kavitasyonun olumsuz etkilerinin iyileştirilebildiğidir. Çalışmadan elde edilen çıkarımlarla yapılacak gelecek çalışmalarda, farklı geometride veya sayıda eklentiye sahip hidrofoillerin birden fazla hücum açısındaki kavitasyon davranışları incelenebilecek ve gerekli iyileştirmeler yapılabilecektir.

## Referanslar

Usta, O., Aktaş, B., Maasch M., Turan O., Atlar M. and Korkut E., (2017). A Study On the Numerical Prediction of Cavitation Erosion for Propellers. Fifth International Symposium on Marine Propulsion smp'17, Espoo, Finland, June 2017.

Sezen S, Kinaci O.K., (2019). Incompressible Flow Assumption in Hydroacoustic Predictions of Marine Propellers. Ocean Eng 186:106138.

Lou B., Ciu H., (2021). Fluid–Structure Interaction Vibration Experiments And Numerical Verification Of A Real Marine Propeller. Polish Maritime Research 3 (111) 2021 Vol. 28; Pp. 61-7510.2478/Pomr-2021-0034

Stern, F., Wilson, R. V., Coleman, H. W. and Paterson, E. G., 2001. Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations –Part 1: methodology and procedures, Journal of Fluids Engineering –Transactions of ASME, 123(4), p. 793-802.

Abbott, I.H., von Doenhoff, A.E., Stivers, L.S. (1945). NACA Report No. 824 - Summary of Airfoil Data, pp. 372-386.

Mohammad D. Qandil<sup>1</sup>, Tarek Elgammal, Ahmad I. Abbas, Ahmad I. Abdelhadi and Ryoichi S. Amano (2019). Predicting the Cavitation Phenomena Over the Hydrofoil: CFD Validation.

Kermeen, R.W. (1956). Water Tunnel Tests of THE NACA 661-012 HYDROFOIL IN NONCAVITATING AND CAVITATING FLOWS. Hydrodynamics Laboratory California Institute of Technology. Pasadenamontery, CA

Kermeen, R.W. (1956). Water Tunnel Tests of THE NACA 4412 AND WALCHNER PROFILE 7 HYDROFOILS IN NONCAVITATING AND CAVITATING FLOWS. Hydrodynamics Laboratory California Institute of Technology. Pasadenamontery, CA.

Moretzadeh, M., Katal, A., & Javadi, Khodyar. (2014). Cavitation Control on Hydrofoils. Proceedings of the International Conference on Heat Transfer and Fluid Flow.

Havaldar, S.N., Pawar, S., Lele, A., Pradhan, R. & Rishi, A. (2015). Experimental Investigation of Lift for NACA 2412 Airfoil without Internal Passage with NACA 2412 Airfoil with Internal Pasage in a Subsonic Wind Tunnel. Journal of Aerospace Engineering & Technology, 5 (2).

Sedlar, M.D., Elgammal, T., Abbas, A.I., Abdelhadi, A.I. & Amano, R.S.(2019). Predicting the Cavitation Phenomena Over the Hydrofoil: CFD Validation. AIAA Scitech 2019 Forum.

Yang, J., Zhou, L., Wang, Z.W., Zhi, F.L. (2013). The effect of cavitation on the hydrofoil dynamic characteristics. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 52(6).



## DÜZELTME YAZISI / ERRATUM

Aşağıda ayrıntıları verilen makalenin türü “Derleme” olarak düzeltilmiştir. Bilgilerinize sunarız.

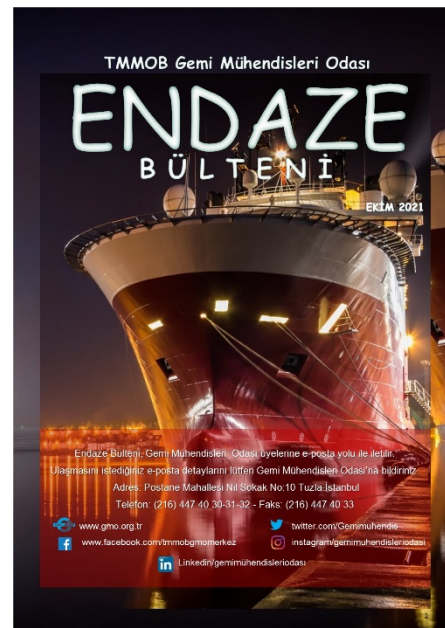
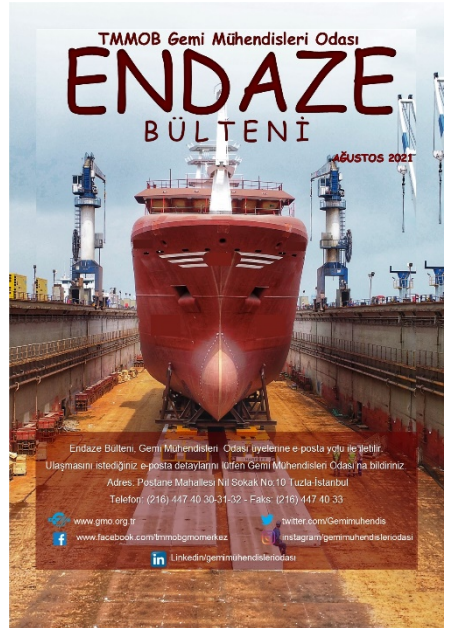
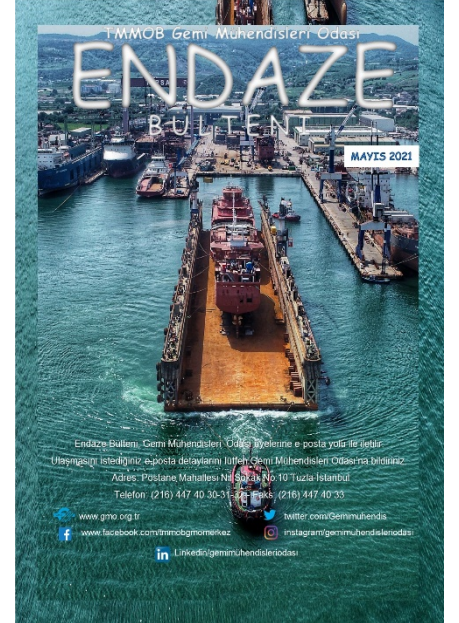
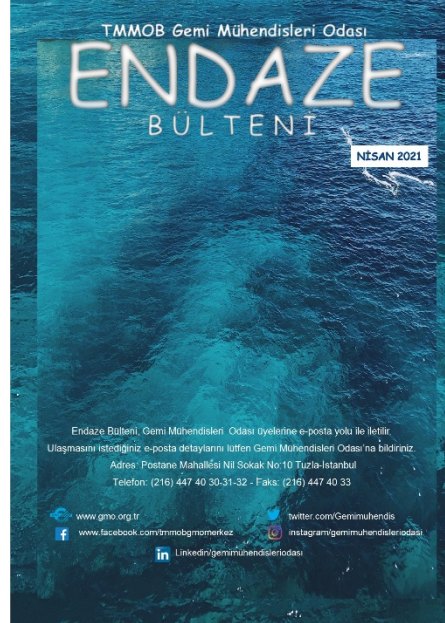
The type of the following article is revised as “Review”.  
It is kindly submitted to your information.

Editorial Board

Türü/Type: Derleme/Review

Oğuzhan KIRIKBAŞ, Ömer Kemal KINACI, Şakir BAL, (2021). Sualtı Araçlarının Manevra Karakteristiklerinin Değerlendirilmesi-I: Manevra Analizlerinde Kullanılan Yaklaşımlar, Gemi ve Deniz Teknolojisi, Issue 219, 6 - 58.









# TÜRK LOYDU



**TÜRKİYE'NİN  
TEKNOLOJİK  
KLASLAMA VE  
UYGUNLUK  
DEĞERLENDİRME  
KURULUŞU**

[www.turkloydu.org](http://www.turkloydu.org)