

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



1 Temmuz Denizcilik ve Kabotaj Bayramı Kutlu Olsun!

93rd anniversary of Maritime and Cabotage Day, 01 July 2019, was celebrated with various events.

Denizlerde gelişmemizin büyük katkısı olan bu özel günü bize kazandıran Büyük Lider Atatürk'ü ve ebediyete intikal eden tüm denizcilerimizi saygı ve minnetle anıyor, yolu denizden geçenlerin, deniz dostlarımızın, Denizcilik ve Kabotaj Bayramı'nı kutluyor, Gemi Mühendisleri Odası 46.Dönem Yönetim Kurulu olarak Türk denizciliğini hak ettiği seviyelere çıkarmak için canla başla çalışacağımızı bildiriyoruz.

TMMOB Gemi Mühendisleri Odası

Değerli Meslektaşlar ve Okurlar,

Ocak ayından başlayarak bir müddet dergimizi 6 aylık periyotlarda çıkarmayı planladık. Bu sayımızda sizlere 7 adet bilimsel makale sunuyoruz. Dr. Onur Usta'nın hazırladığı "Delft Hidrofoili Etrafında Kaviteasyonlu Akış"; Aytek Güngör ve Prof. Dr. Barış Barlas'ın "Dördüncü Sanayi Devriminin Gemi İnşa Sanayinde İş Sağlığı ve Güvenliği Üzerine Etkileri" adlı makaleleri; Uğur Can ve Prof. Dr. Şakir Bal'ın yazdığı Telfer ve sayısal akışkanlar dinamiği yöntemleri ile gemi direncini inceledikleri makaleyi; Olcay Sert ve Dr. Levent Bilgili'nin "Gemi Hız Optimizasyonunun Fayda-Maliyet İlişkisi Üzerindeki Etkileri Hakkında Değerlendirme" adlı çalışmayı; İbrahim Tuğrul Ardıç, Mustafa Erden Yıldızdağ ve Prof. Dr. Ahmet Ergin'in hazırladığı "Kısmen Akışkana Daldırılmış Düşey Durumdaki Dikdörtgen Plağın İzogeometrik Sonlu Elemanlar - Sınır Eleman Yöntemi ile Lineer Titreşim Analizi" adlı makaleyi; Ahmet Soydan ve Prof. Dr. Şakir Bal'ın "Lineer Olmayan BEM ve RANS Yöntemleriyle Gemi Pervanelerinin Performans Tahmini" başlıklı çalışmalarını, Orçun Balbaş ve Dr. Eda Turan'ın hazırladığı "Tersanelerde İnşa Edilecek Gemi Tipinin Belirlenmesinde Bulanık AHP ve Bulanık TOPSIS Yöntemlerinin Uygulanması" adlı makaleyi sunuyoruz.

215. sayı hazırlık sürecine denk geldiği üzere Milli Mücadelemizin 100. Yılına kutladığımız etkinliklerimizi özetledik.

Saygılarımızla.

Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN
Baş Editör

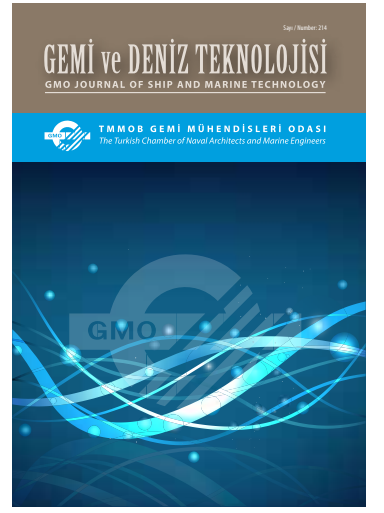
Distinguished Colleagues and Readers,

Starting from January 2019, we planned to publish our journal for a period of 6 months. In this issue we present 7 scientific papers starting with "Cavitating Flow Investigations Around the Delft Hydrofoil" by Dr. Onur Usta. The rest of the papers are "Effects of the Fourth Industrial Revolution on Occupational Health and Safety in Shipbuilding" by Aytek Güngör and Prof. Barış Barlas; ship Resistance investigation by using both Telfer's method and an ordinary CFD technique studied by Uğur Can and Prof. Şakir Bal; "Evaluation of the Effects of Ship Speed Optimization on the Cost-Benefit Relationship" by Olcay Sert and Dr. Levent Bilgili; "Linear Vibration Analysis of Clamped Vertical Rectangular Plates Partially Submerged into Fluid by IGAFEM – IGABEM Approach" by İbrahim Tuğrul Ardıç; Mustafa Erden Yıldızdağ and Prof. Ahmet Ergin; "Performance Prediction of Marine Propellers By Nonlinear Bem and RANS Methods" by Ahmet Soydan and Prof. Dr. Şakir Bal, and "Application of Fuzzy AHP and Fuzzy TOPSIS Methods in Selection of Ship Type to be Built in Shipyards" by Orçun Balbaş ve Dr. Eda Turan.

As it corresponded to the preparation of the 215th issue, we summarized the activities that celebrated the 100th anniversary of Turkish National Liberation Struggle, May 19, 1919 - 2019.

Best regards,

Prof. Ahmet Dursun Alkan PhD
Editor-in-Chief



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
National Defense University, Istanbul, Turkey

Yardımcı Editörler / Associate Editor
Assoc. Prof. Ömer Kemal KINACI PhD
Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey
Asst. Prof. Onur USTA PhD
National Defense University, Istanbul, Turkey
Dursun Murat SEKBAN PhD

Yayın Komisyonu / Editing Committee
Salih BOSTANCI
Batuhan KARATAŞ
Tuğba AKTAŞ
Burçin Gaye DİLEKMEN
Orçun BALBAŞ
Alper DİLCİ

Yönetim / Management
TMMOB GMO
Postane Mahallesi, Nil Sokak No: 39
34940 Tuzla, İstanbul, Türkiye
T : +90 216 447 40 30 - 31 -32
F : +90 216 447 40 33
E-Mail: gmo@gmo.org.tr,
GMOShipMar@gmo.org.tr
www.gmo.org.tr

Yayın Türü / Publication Type / Sayı / Number
Sürekli Yayın (6 Aylık) / Periodical, 3 months
Sayı / Number : 215

Basıldığı Yer ve Tarih / Printed in / Date
Cenkler Matbaacılık Amb. San. Tic. Ltd. Şti.
İ. Karaoğlanoğlu Cad. Civan Sok. No: 7
Seyrantepe, 4 Levent, İstanbul, Türkiye
T : +90 212 283 02 77 – 264 18 21
F : +90 212 264 05 31
www.cenkler.com

ISSN 1300-1973
E-ISSN: 2651-530X
Baskı Tarihi / Date of print : June 2019
Baskı Sayısı / Number of prints : 500



GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ, TMMOB Gemi Mühendisleri Odası'nın 6 ayda bir yayınlanan, üyelerinin meslekle ilgili bilgilerini geliştirmeyi, ulusal ve askeri deniz teknolojisine katkıda bulunmayı, özellikle sektörün ülke çıkarları yönünde gelişmesini ve teknolojik yeniliklerin duyurulmasını amaçlayan uluslararası hakemli bir bilimsel dergidir. Basın Ahlak Yasası'na ve Basın Konseyi ilkelerine kendiliğinden uyar. GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ'nde yayınlanan yazılardaki görüş ve düşünceler bunlara ilişkin yasal sorumluluk yazara aittir. Bu konuda GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ herhangi bir sorumluluk üstlenmez. Yayınlanmak üzere gönderilen yazılar ve fotoğraflar, yayınlanırsa ya da yayınlanmasın iade edilmez. GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ'nde yayınlanan yazılardan kaynak belirtmek koşulu ile tam ya da özet alıntı yapılabilir.

GMO Journal of Ship and Marine Technology is an open access journal. The readers have the right to read, download and print the articles free of charge. While using any part of this journal partially or fully, proper citation of the work is expected.

Editörler Kurulu / Editorial Board

- Prof. Dr. Karin ANDERSSON** (Chalmers University, Gothenburg, Sweden)
- Prof. Dr. Klaus ANDREASEN** (BAWAT A/S, Hørsholm, Denmark)
- Prof. Dr. Mehmet ATLAR** (Strathclyde University, Glasgow, UK)
- Prof. Dr. Şakir BAL** (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Mehmet Ali BAYKAL** (Gedik University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Serdar BEJİ** (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Volker BERTRAM** (DNV-GL, Hamburg, Germany)
- Prof. Dr. M.Sander ÇALIŞAL** (Pîrî Reis University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Fahri ÇELİK** (Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Bettar O. EL-MOCTAR** (University of Duisburg-Essen, Duisburg, DE)
- Prof. Dr. Oral ERDOĞAN** (Pîrî Reis University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Odd M.FALTINSEN** (NTNU, Trondheim, Norway)
- Prof. Alberto FRANCESCUTTO** (University of Trieste, Trieste, Italy)
- Prof. Dr. Ömer GÖREN** (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Markus Wolfgang HAAS** (SICK AG, Düsseldorf, Germany)
- Prof. Dr. Atilla İNCECİK** (Strathclyde University, UK)
- Prof. Dr. Nurhan KÂHYAOĞLU** (Pîrî Reis University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Rumen KISHEV** (Varna Technical University, Varna, Bulgaria)
- Prof. Dr. Ercan KÖSE** (Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey)
- Prof. Dr. Abdi KÜKNER** (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Gökdeniz NEŞER** (Dokuz Eylül Technical University, Izmir, Turkey)
- Prof. Dr. Aykut ÖLÇER** (World Maritime University, Malmö, Sweden)
- Prof. Dr. Süleyman ÖZKAYNAK** (Pîrî 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. Oğuz S. SÖĞÜT** (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- Prof. Dr. Ahmet TAŞDEMİR** (Pîrî 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)
- Dr. Veysel ALANKAYA** (National Defence University, Istanbul, Turkey)
- Dr. Yiğit Kemal DEMİREL** (Strathclyde University, Glasgow, UK)
- Dr. Fatih ERDEN** (National Defence University, Istanbul, Turkey)
- Dr. Emrah ERGİNER** (Dokuz Eylül University, Izmir, Turkey)
- Dr. Güner ÖZMEN** (Dokuz Eylül University, Izmir, Turkey)
- Dr. Emre PEŞMAN** (Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey)
- Dr. Bekir ŞENER** (Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey)
- Dr. Tahsin TEZDOĞAN** (Strathclyde University, Glasgow, UK)
- Dr. Serkan TÜRKMEN** (Newcastle University, Newcastle, UK)
- Dr. Uğur Oral ÜNAL** (Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey)
- M. Tufan YILDIRIM** (National Defense University, Istanbul, Turkey)

İÇİNDEKİLER / CONTENTS

| | |
|---|----|
| MİLLÎ MÜCADELENİN 100. YILDÖNÜMÜ ETKİNLİKLERİ | 3 |
| <i>The 100th ANNIVERSARY of the TURKISH NATIONAL STRUGGLE</i> | |
| Delft Hidrofoili Etrafında Kavitasyonlu Akış İncelemeleri | 12 |
| <i>Cavitating Flow Investigations Around the Delft Hydrofoil</i> | |
| <i>Onur Usta</i> | |
| Dördüncü Sanayi Devriminin Gemi İnşa Sanayinde İş Sağlığı ve Güvenliği Üzerine Etkileri | 28 |
| <i>Effects of the Fourth Industrial Revolution on Occupational Health and Safety in Shipbuilding</i> | |
| <i>Aytek Güngör, Barış Barlas</i> | |
| Gemi Direncinin Telfer Yöntemi ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile İncelenmesi | 43 |
| <i>Investigation of Ship Resistance by Telfer's Method and Computational Fluid Dynamics</i> | |
| <i>Uğur Can, Şakir Bal</i> | |
| Gemi Hız Optimizasyonunun Fayda-Maliyet İlişkisi Üzerindeki Etkileri Hakkında Değerlendirme | 57 |
| <i>Evaluation of the Effects of Ship Speed Optimization on the Cost-Benefit Relationship</i> | |
| <i>Olca Sert, Levent Bilgili</i> | |
| Kısmen Akışkana Daldırılmış Düşey Durumdaki Dikdörtgen Plağın İzometrik Sonlu Elemanlar – Sınır Eleman Yöntemi ile Lineer Titreşim Analizi | 65 |
| <i>Linear Vibration Analysis of Clamped Vertical Rectangular Plates Partially Submerged into Fluid by IGAFEM – IGABEM Approach</i> | |
| <i>İbrahim Tuğrul Ardıç, Erden Yıldızdağ, Ahmet Ergin</i> | |
| Lineer Olmayan BEM ve RANS Yöntemleriyle Gemi Pervanelerinin Performans Tahmini | 78 |
| <i>Performance Prediction of Marine Propellers By Nonlinear Bem and RANS Methods</i> | |
| <i>Ahmet Soydan, Şakir Bal</i> | |
| Tersanelerde İnşa Edilecek Gemi Tipinin Belirlenmesinde Bulanık AHP ve Bulanık TOPSIS Yöntemlerinin Uygulanması | 93 |
| <i>Application of Fuzzy AHP and Fuzzy TOPSIS Methods in Selection of Ship Type to be Built in Shipyards</i> | |
| <i>Orçun Balbaş, Eda Turan</i> | |

MİLLÎ MÜCADELENİN 100. YILDÖNÜMÜ ETKİNLİKLERİ The 100th ANNIVERSARY of the TURKISH NATIONAL STRUGGLE



Türkiye Cumhuriyeti Cumhurbaşkanlığı himayetlerinde ve **Samsun Valiliği'nin** koordinasyonunda hazırlanan “**Mustafa Kemal Atatürk ve Silah Arkadaşları'nın Samsun'a çıkışının 100.Yıl Kutlama Projesi**” bu büyük tarihi mirası gelecek nesillere aktarmak ve şehrin gelecek 100 yıllarına yönelik ilk kıvılcımı 19 Mayıs 1919 ruhuyla ateşlemek için sadece eğitim, edebiyat tarihle değil aynı zamanda kültür, sanat ve spor alanlarında da tüm dünyada karşılığı olan bir marka değeri olarak, yaygınlaştırma ve iletişim stratejisinin en önemli ayağıdır.

(<http://yuzuncuyil.gov.tr>, www.samsun2019.com.tr)

'100th Anniversary of Mustafa Kemal Atatürk and His Fellow Fighters Setting Forth to Samsun Celebration Project' with the auspices of Presidency of the Republic of Türkiye organized by the coordination of Samsun Governorship is the most important pillar of the popularization and communication strategy of the brand value that is recognized in the world in terms of not only education, literature and history but also culture, arts and sports, in order to start the first spark with the spirit of the 19th of May 1919 for the following centennials and hand down this great historical legacy to the next generation.

(Please see <http://yuzuncuyil.gov.tr>, www.samsun2019.com.tr)

Milli Mücadelemizin 100. yılı kutlamaları kapsamında ilk etkinliklerden biri olan **“Güneş Ufuktan Gelecek Umuttan Doğar”** teması ile TCG BAYRAKTAR amfibi çıkarma gemisi, kurtuluşa giden yolda Bandırma Vapurunun rotasını takip ederek Samsun’a ulaşmıştır. 23 Nisan Ulusal Egemenlik ve Çocuk Bayramı’nda Tuzla-İstanbul’dan hareket eden TCG BAYRAKTAR’a bu kutlu yolculukta Türkiye’nin farklı şehirlerinden 100 üniversite öğrencisi, 15 Milli Savunma Üniversitesi Deniz Harp Okulu (MSÜ DHO) öğrencisi ile çeşitli üniversitelerden gelen 38 akademisyen eşlik etmiştir. Milli Mücadelemizin lideri ve Türkiye Cumhuriyeti’nin kurucusu ebedi Başkomutanımız Gazi Mustafa Kemal ATATÜRK’ün kurtuluş rotasını takip eden TCG BAYRAKTAR Milli Mücadele ruhunu bir kez daha yaşatmıştır.

Within the frame of “The Celebration of the 100th Anniversary of the Turkish National Struggle”, TCG BAYRAKTAR (TCG: Turkish Republic Navy Ship) has reached Samsun, following “Bandırma Ferry’s Route To Independence” with the theme of **“Güneş Ufuktan, Gelecek Umuttan Doğar”** (The Sun Rises From the Horizon; the Future, from the Hope). Embarked from Tuzla, İstanbul on April 23rd National Sovereignty and Children’s Day, TCG BAYRAKTAR was accompanied by 100 university students coming from different cities of Turkey, 15 National Defense University (MSÜ) Turkish Naval Academy Midshipmen and 38 Academic Staff Members from various universities on this profound voyage. TCG BAYRAKTAR, following the Independence Route of Mustafa Kemal ATATÜRK, the Founder of the Republic of Turkey and our eternal Commander in Chief, made us feel the true spirit of the National Struggle again.



TCG BAYRAKTAR



TCG BAYRAKTAR'ın yanı sıra, Deniz Kuvvetleri Komutanlığımızın TCG OSMANGAZİ ve TCG CEZAYİRLİ GAZİ HASAN PAŞA gemileri "İlk Adım" başlıklı faaliyet kapsamında 17-20 Mayıs 2019 tarihleri arasında Varna-BULGARİSTAN, Köstence-ROMANYA, Çanakkale ve Samsun limanlarına 506 MSÜ Deniz Astsubay Meslek Yüksek Okulu 1'inci sınıf öğrencisiyle Açık Deniz Eğitimi icra etmiş ve Samsun Limanına çıkarak sırasıyla; 18 Mayıs 2019 tarihinde, 1919 metrelik Türk Bayrağı ile büyük Gençlik Yürüyüşü, 19 Mayıs 2019 tarihinde, Tören Ana Programı ve Fener Alayı Yürüyüşlerine katılım sağlanmış, halkımızın yoğun coşku ve ilgisiyle karşılaşılmıştır.

Along with the voyage of TCG BAYRAKTAR, TCG OSMANGAZİ AND TCG CEZAYİRLİ HASAN PAŞA of the Turkish Naval Forces conducted Open Sea Training with 506 Freshmen Midshipmen of the MSU Naval Petty Officer Vocational School and visited ports of Varna– Bulgaria, Constanza-Romania Çanakkale and Samsun-Turkey as a part of the Activity, entitled "İlk Adım" (The First Step) between May 17-20, 2019. Following the boarding, participation was provided in the Great Youth March with a 1919 m length Turkish Flag on 18th of May 2019, the Main Ceremony and The Torchlight Procession in 19th May of 2019 respectively with immense interest and great appreciation shown by the public.



TCG OSMANGAZI



TCG CEZAYIRLI GAZI HASAN PAŞA



Milli Mücadelemizin 100. yılı kutlamaları kapsamında icra edilen diğer önemli faaliyette ise; Bandırma Vapurunu temsilen Pîrî Reis Üniversitesi gemisinin, Gençlik ve Spor Bakanlığı'nın öncülüğünde, Gençlik ve Spor Bakanımız Mehmet Muharrem KASAPOĞLU tarafından 16 Mayıs 2019'da Sarayburnu'ndan uğurlanmıştır. Samsun'a hareket eden bu gemi, 100 yıl sonra yine aynı rotayı izlemiştir. Başlangıçtan sonuna kadar 19 Mayıs Milli Mücadele ruhunu tazeleyen etkinliklerin yapıldığı bu sefere, Türkiye'nin 81 ili ile Kuzey Kıbrıs Türk Cumhuriyeti, Almanya, Fransa, Avusturya, Hollanda, Azerbaycan, Kırgızistan, Özbekistan, Türkmenistan ve Kazakistan'dan gelen 182 üniversite öğrencisi katılmıştır. Seferin ilk sabahında Mustafa Kemal Atatürk'ün kurtuluş yolunda yaşadıklarını temsilen çeşitli anlatımlar yapılarak dönemin ruhu canlandırılmıştır. Piri Reis Üniversitesi gemisi, 19 Mayıs 2019 sabahı Samsun limanına demirlemiş, İskenderun Teknik Üniversitesi Denizcilik Meslek Yüksekokulu Sualtı Teknolojisi Bölümü öğrencileri ve öğretim elemanları 100. yıl dalışı yaparak, su altında Türk bayrağı açmıştır. Aynı coşku ve heyecanla STS Bodrum yelkenli okul gemisi, 15 mürettebatı ile 7 Mayıs 2019 günü Bodrum'dan Samsun'a yelken açmış ve Kurtuluş Savaşı'nın stratejik noktaları olan Çanakkale, İstanbul ve İnebolu Limanı'nda mola vermiştir. Bodrum'dan kadın yelkencilerin reisliğini yaptığı TutkumM adlı tekne ise; diğer teknelerle birlikte Samsun Tütün İşkelesi önündeki resmi geçide katılmıştır. Ayrıca, Türkiye Açık Deniz Yarış Kulübü'nün Deniz Kuvvetleri Komutanlığı koordinesinde, 04-19 Mayıs 2019 tarihleri arasında 44 teknenin katılımı ile İstanbul - Samsun parkurunda Deniz Kuvvetleri Atatürk Rallisi düzenlenmiştir.

As another activity conducted within the frame of "The Celebration of the 100th Anniversary of the Turkish National Struggle"; under the guidance of the Ministry of Youth and Sports, the Pîrî Reis University ship, representing the Bandırma Ferry, was bid farewell by his Excellency Mehmet Muharrem KASAPOĞLU, the Minister of Youth and Sports from Sarayburnu on 16 May 2019. The vessel en route to Samsun followed the same exact route after 100 years. 182 University Students who came from all 81 cities of Turkey, TRNC (Turkish Republic of Northern Cyprus), Germany, France, Austria, Netherlands, Azerbaijan, Kyrgyzstan, Uzbekistan, Turkmenistan and Kazakhstan joined this voyage with activities that freshened the soul of National Struggle through lectures from the beginning to the end. In the first morning of the voyage, the spirit of the era was brought back through lectures elucidating the experiences of Mustafa Kemal ATATÜRK on the way to the independence. The Pîrî Reis University Ship anchored to the Samsun Port in the morning of 19th May of 2019 while the Students and Instructors of the Department of Underwater Technology of İskenderun Technical University Maritime Vocational School performed 100th Anniversary Diving and opened a Turkish flag under the water. With the same vigor and excitement, 15 crew members of the Sail Training Vessel, STS Bodrum set sail for Samsun from Bodrum on 7 May 2019 stopping over at the strategic ports the Independence War; Çanakkale, İstanbul and İnebolu, respectively. A sail vessel, namely, the TutkumM, navigated by women skippers from Bodrum joined the Formal Ceremony Parade along with the other ships at the Samsun Tütün İşkelesi (Samsun Tobacco Pier). The Turkish Naval Forces Atatürk Rally Races were held under the supervision and coordination of the Turkish Naval Forces Command in the Turkey Open Sea Race Club's İstanbul- Samsun Parkour with the participation of 44 boats between 04-19 May, 2019.



Bununla birlikte MSÜ Kara Harp Okulu, Deniz Harp Okulu ve Hava Harp Okulu öğrencileri, Milli Mücadelemizin 100. yıldönümü etkinlikleri kapsamında Deniz Astsubay Meslek Yüksek Okulu öğrencileri ile komuta heyetinin Atatürk'ün deniz rotasını izleyerek 19 Mayıs 2019'da ulaştığı Samsun'a, "Kurtuluş Yolunun Kara Rotası"nı izleyerek 18-20 Mayıs 2019 tarihlerinde Samsun ve Amasya Garnizonlarında bulunarak eşlik etmişlerdir. Harbiyeliler, Samsun'da 19 Mayıs 1919 100. yıl Anma Törenini müteakip Havza'da Gazi Müzesi ve Atatürk Evi'ni ziyaret ederek 19 Mayıs ruhunu bizzat yerinde yaşama şansını yakalamışlardır. Etüt çalışmaları gerçekleştirilen ziyaretleri Amasya Tamimi Saraydüzü Kışla Binası gezisi izlemiştir.



Böylece Ulu Önderimiz Başkomutan Gazi Mustafa Kemal Atatürk'ün Milli Mücadele'yi başlattığı kutlu rota takip edilerek Yüce Türk Milletinin bağımsızlık ve özgürlüğünü koruma azim ve kararlılığı bir kez daha vurgulanmış, Türkiye Cumhuriyeti'nin 19 Mayıs ruhunu, nice 100 yıllarda umutla taşıyacağı sembol etkinliklerle gösterilmiştir.

Besides, as a part of the 100th Anniversary of National Struggle Activities, the students of the Naval Petty Officer Vocational School and Command Staff reached Samsun by following the Atatürk's sea route on 19 May 2019 as the students of MSU Turkish Military Academy, the Turkish Naval Academy and the Turkish Air Force Academy accompanied their fellow fighters by covering the "Land Route of Independence War" between 18-20 May 2019, residing in Samsun and Amasya Headquarters. The cadets took the opportunity of experiencing the May 19th spirit at the very location by visiting the Gazi Museum and House of Atatürk in Havza following the 19th May 1919, 100th year Commemoration Ceremony. The well-studied and examined visits were followed by the visit to Amasya Tamimi Saraydüzü Kışlası. (Circular of Amasya Saraydüzü Barracks)



In this regard, by following the footsteps of The Great Leader and our Eternal Commander in Chief Gazi Mustafa Kemal Atatürk on his path to start the Turkish National Struggle, it was once again emphasized that the Great Turkish Nation is determined and devoted to protect her independence and freedom and through these figurative events, shown that the Republic of Turkey is to pass the spirit of May 19th to the future centennials.



Teşekkür

Akademik destekleri için bu tarihi faaliyeti özetleyen Milli Savunma Üniversitesi - Deniz Harp Okulu - Beşeri ve Sosyal Bilimler Bölümü ile Yabancı Diller Bölümü'ne teşekkür ederiz.

Acknowledgements:

Academic support offered by the Department of Humanities and Social Sciences and the Department of Foreign Languages of Naval Academy of National Defense University is greatly acknowledged in the making of this memorable activity.

Delft Hidrofoili Etrafında Kaviteasyonlu Akış İncelemeleri

Onur Usta¹

ousta@dho.edu.tr¹

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

ÖZET

Bu çalışmada, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak Delft hidrofoili etrafındaki kaviteasyonlu akış modellemesi sunulmaktadır. Bu kapsamda 3 boyutlu Delft hidrofoilinin, 2 farklı kaviteasyonlu akış koşulunda direnç ve kaldırma kuvvetleri, hidrofoilin yüzeyi üzerinde oluşan kaviteasyonun hacmi ve hidrofoil yüzeyinde oluşan kaviteasyon paterni HAD analizleri ile elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürden alınan hem kaviteasyon tüneli deney sonuçları ile, hem de çeşitli sayısal analiz çalışmaları sonuçları ile kıyaslanarak oluşturulan HAD modelinin geçerliliği sağlanmıştır.

Kaviteasyonu HAD ile doğru bir şekilde modelleyebilmek için; kaviteasyonlu bir akışın özellikleri olan türbülans, zamana göre ani hız ve basınç dalgalanmaları, iki fazlı akış, sıvı fazdan buhar fazına geçişteki kütle transferi, üç boyutluluk, viskozite, kaviteasyon kabarcıklarının dinamiği ve kabarcıklar arasındaki etkileşim gibi özelliklerin hepsi aynı anda çözüme dahil edilmelidir. Bu çalışmada, kaviteasyonlu akıştaki yukarıda bahsedilen özellikler çeşitli modeller kullanılarak hızla gelişen hesaplama teknolojisi vasıtasıyla modellenmiştir. Sayısal analizlerde üç boyutlu, zamana bağlı kaviteasyonlu akışın çözdürülmesinde Ayrık Girdap Simülasyonu (DES) modeli kullanılmıştır. Türbülans, SST Menter $k-\omega$ türbülans modeli ile, iki fazlı akış VOF (Volume of Fluid) ile ve kaviteasyon da basitleştirilmiş Rayleigh-Plesset kabarcık denkleminin dayanan Schnerr-Sauer kaviteasyon modeli ile çözdürülmüştür. Analizler ilk önce incelenen iki akış koşulu için oluşturulan normal ağ örgüleri ile gerçekleştirilerek basınç ve hız dalgalanmaları ile kaviteasyon oluşan bölgeler belirlenmiştir. Sonrasında bu bölgelerdeki ağ örgüsü sıklaştırılıp iyileştirilerek analizler tekrar gerçekleştirilmiştir. Böylece HAD çalışmalarında çok önemli bir parametre olan ağ örgüsüne bağlı hatalar mümkün olduğunca giderilmiştir. Bunun yanı sıra, analizler sistematik olarak sıklaştırılmış üç farklı ağ örgüsü ve üç farklı zaman adımı ile tekrarlanmıştır. Bu analizlerden elde edilen kaldırma kuvveti sonuçları kullanılarak incelenen akış koşullarındaki sayısal belirsizlikler hesaplanmış, çalışmanın ağdan ve zamandan bağımsız olduğu gösterilmiştir.

Anahtar kelimeler: Delft Hidrofoili, Kaviteasyon Modellemesi, Ayrık Girdap Simülasyonu (DES), Schnerr-Sauer Kaviteasyon Modeli.

Makale geçmişi: Geliş 14/02/2019 – Kabul 07/03/2019

Cavitating Flow Investigations Around the Delft Hydrofoil

Onur Usta¹

ousta@dho.edu.tr¹

¹Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Naval Academy, National Defense University, Istanbul, Turkey

ABSTRACT

In this study, cavitating flow modeling around the Delft hydrofoil by using Computational Fluid Dynamics (CFD) is presented. In this context, 2 different cavitating flow conditions around the 3-D Delft hydrofoil are simulated. Drag and lift forces, cavitation volume on the hydrofoil and cavitation pattern are processed via CFD analysis. The results obtained from the CFD analysis are validated by the cavitation tunnel test results besides the results of various numerical analysis studies obtained from the literature.

In order to model the cavitation accurately with CFD; all properties of cavitating flows such as turbulence, unsteady pressure and velocity fluctuations, two-phase flow, mass transfer from liquid phase to vapor phase, three-dimensionality, viscosity, dynamics of cavitation bubbles and interactions between bubbles should also be included in the solution. In this study, cavitating flow is simulated by using various models for the aforementioned properties by means of rapidly developing computational technology. Three-dimensional, unsteady cavitating flow around the hydrofoil is solved by the Detached Eddy Simulation (DES) technique with the SST Menter $k-\omega$ turbulence model. Two phase flow is modelled by the Volume of Fluid (VOF) method. Cavitation is modeled by the Schnerr-Sauer cavitation model, which solves the simplified Rayleigh-Plesset bubble equation. In the analysis, simulations are carried out initially using normal meshes. Thus the regions, where high pressure, velocity fluctuations and cavitation occur are determined. Then the mesh is refined in those regions. Eventually, the regions where high pressure and velocity fluctuations and cavitation occur, have better mesh resolution. Also, the mesh density in the all computational domain is increased and the mesh is enhanced to match the DES model. In this way, the computational errors related to the mesh has been minimized. In addition, the analyses are repeated with three systematically refined meshes and three different time steps. Numerical uncertainties of the analysis under simulated flow conditions are calculated by using lift force results obtained from these analysis and it is demonstrated that the study is independent of grid and time.

Keywords: Delft Hydrofoil, Cavitation Modelling, Detached Eddy Simulation (DES), Schnerr-Sauer Cavitation Model.

Article history: Received 14/02/2019 – Accepted 07/03/2019

1. Giriş

Akış hacmi içerisinde herhangi bir bölgedeki basınç seviyesi, buharlaşma basıncının altına düştüğünde soğuk kaynama olarak adlandırılan faz değişimi gerçekleşmektedir. Böyle bir durumda, akışkan içerisinde çözünmüş veya serbest haldeki kabarcıklar gözle görünür hale gelmektedir. Bu, kabarcıkların oluşması olayı kavitasyon olarak adlandırılmaktadır (Carlton, 2007).

Kavitasyon gemi pervaneleri, pompalar, türbinler hatta insan vücudu için önemli bir olgudur. Gemi pervanelerinde kavitasyon, pervanenin hidrodinamik özelliklerini, çalışma ömrünü, gürültüsünü ve gemi bünyesinde oluşan titreşimleri doğrudan etkileyen, pervane dizaynına kısıtlamalar getiren ve tam olarak anlaşılabilen karmaşık bir akışkanlar mekaniği olayıdır (Usta, 2018).

Kavitasyonlu akışın özellikleri; zamana göre değişen, karmaşık, düzensiz, üç boyutlu, yüksek Reynolds sayılı (türbülanslı), viskoz, sıvı-buhar şeklinde iki fazlı, sıkıştırılabilir ve türbülans uzunluk ölçekleri arasında enerji dönüşümü olan şekilde sıralanabilir (Li, 2012). Bu özelliklerin tamamının hesaba katıldığı bir kavitasyon modeli oluşturmak çok zordur. Bu yüzden bir takım kabul ve basitleştirmeler ile kavitasyon modelleri gerçekleştirilmektedir. Literatür incelendiğinde, çeşitli kavitasyon modelleri kullanılarak HAD analizlerinin gerçekleştirildiği pek çok çalışma görülmektedir.

1990'lı yılların başında, HAD yöntemlerindeki gelişmeler ile birlikte, Navier Stokes denklemlerinin modellenerek çözümüne dayanan türbülans modelleri ortaya çıkmıştır. Literatür incelendiğinde, 2000'li yıllara kadar Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS) tekniğine dayanan sayısal modellerin yaygın araştırma konusu olduğu ve kavitasyonlu akış modellemesinin genellikle RANS kullanılarak yapıldığı görülmektedir. 2000'li yıllardan sonra ise RANS tabanlı akış modelleri geliştirilerek yeni teknikler (modeller) ortaya çıkmıştır ve günümüzde bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak bu modellerin kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. RANS'a alternatif olarak ortaya konan bu modeller Ayrık Girdap Simülasyonu (Detached Eddy Simulation, DES) ve Büyük Girdap Simülasyonu (Large Eddy Simulation, LES) olarak sıralanmaktadır. Doğrudan Nümerik Simülasyon (Direct Numerical Simulation, DNS) ise Navier Stokes denklemlerinin doğrudan çözülmesine dayanmaktadır.

Mevcut çalışmada incelenen Delft hidrofoilin farklı akış koşullarında kavitasyon tüneli deneyleri Foeth (2008) tarafından gerçekleştirilmiştir. Sonrasında pek çok araştırmacı, örneğin Huuva (2008), Koop (2008), Li ve diğ. (2009), Whitworth (2011), Hoekstra ve diğ. (2011), Bensow, (2011), Ji ve diğ. (2013), Lidtke ve diğ. (2014) bu deneylerin sonuçlarından faydalanarak çeşitli HAD çalışmaları gerçekleştirmişlerdir. Li ve diğ. (2009), Delft hidrofoili etrafındaki zamana göre değişen ve zamana göre değişmeyen tabaka kavitasyonunun tahmini için çok fazlı, modifiye edilmiş, RANS çözümlü SST k- ω türbülans modeli geliştirmişlerdir. Çalışmada kavitasyon modeli olarak Schnerr-Sauer kavitasyon modeli uygulanmıştır. Bensow (2011), Delft hidrofoili etrafındaki kavitasyonlu akışı incelediği çalışmada RANS, LES, DDES ve Spalart Almaras türbülans modelleri kullanmıştır. Çalışmada sıkıştırılamaz akışın zamanla değişimi ve bu akışla kavitasyon arasındaki etkileşim incelenmiştir. Her iki fazda da sıkıştırılamaz akış kabulü yapılmıştır. Çalışmada iki faz, buhar parçacığı hacmi (vapor volume fraction) uygulanarak ve ilave taşınım denklemi çözülerek modellenmiştir. Mevcut çalışmada da sadece Sauner kütle transfer modeli kullanılmıştır. Hoekstra ve diğ. (2011), RANS, LES ve DES kullanılarak foil etrafındaki akışta kavitasyon çalışmalarını derlemiş ve sayısal çalışmalarda problemin sürdüğünü belirtmiştir. Çalışmada aynı matematiksel problemin; farklı kişilerce, farklı kodlarla çözülmesi neticesinde farklı sonuçlara ulaşıldığı vurgulanmaktadır. Oysa ki denklem türleri aynı, türbülans modeli aynı, kavitasyon modeli aynı olduğundan elde edilecek sonuçların da benzer olması gerekmektedir.

İncelenen çalışmalarda belirtilen bulgular ve öneriler mevcut imkanlar ve tecrübe ile birleştirilerek, mevcut çalışma zamana göre değişen akış kabulüyle DES tekniği, SST Menter k- ω türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Literatürden incelenen çalışmalar ayrıca kullanılan türbülans modeli ne olursa olsun ağ örgüsü (grid) çözünürlüğünün HAD analizlerinde kavitasyonu modellemede kritik parametrelerden biri olduğunu göstermiştir. Bu bağlamda çalışmada DES'e uygun sıklıkta ağ örgüsü oluşturulmuştur.

Çalışmanın ana amacı kavitasyonlu akış koşullarında hidrofoil yüzeyindeki kavitasyon oluşumu ile hidrofoile etki eden sürtünme kuvveti ve kaldırma kuvveti değerlerini deneysel veriler ile uyumlu bir şekilde elde etmektir. Bu amaç doğrultusunda ilk bölümde verilen genel bilgiler ve literatürün ardından ikinci bölümde DES ile kavitasyonlu akış modellemesi anlatılmaktadır. 3. Bölümde Delft hidrofoilinin kavitasyonlu akış analizleri ve 4. Bölümde çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar sunulmaktadır. Son bölümde ise çalışmadan elde edilen genel sonuçlar ve değerlendirmeler verilmiştir.

2. DES ile Kavitasyonlu Akış Modellemesi

Bazı kavitasyon türlerinin ve basınç dalgalanmalarının RANS ile doğru bir şekilde modellenemediğini ve daha doğru sonuçlar alabilmek için LES tekniği kullanılması gerektiği fikrini savunan çalışmalar mevcuttur (Bensow ve Bark, 2010; Bensow, 2011; Lidtke ve diğ., 2014). Bu bağlamda, bilgisayar teknolojisi ve HAD tekniklerindeki gelişmelere paralel olarak son yıllarda LES kullanımına artan bir ilgi vardır ve LES ile kavitasyonlu akış modellemesi çalışmaları yaygınlaşmaya başlamıştır. Bununla birlikte, kavitasyonlu akış modellemesi LES ile ancak çok uzun sürelerde yapılabilmektedir, dolayısıyla RANS'a göre hesaplama maliyeti çok yüksektir. Mevcut çalışmada kullanılan Ayrık Girdap Simülasyonu (DES) yöntemi, hem RANS hem de LES özellikleri gösteren hibrit bir metottur. Matematiksel ifade ile DES, Navier-Stokes denklemlerinin duvara yakın bölgede ortalaması alınarak (RANS), uzak bölgede ise filtrelenerek (LES) çözülmesidir. Yani DES yönteminde sınır tabaka etrafında RANS denklemleri, diğer bölgelerde ise LES denklemleri çözülür. Bu sebeple de sınır tabaka etrafında RANS modeline uygun ağ örgüsü, diğer bölgelere ise LES modeline uygun ağ örgüsü oluşturulması gerekmektedir.

2.1 DES k- ω SST modelinin matematiksel ifadesi

HAD hesaplamalarında kullanılan DES k- ω SST modeli denklemlerle aşağıdaki gibidir : (Chen ve Jaw, 1998; Davidson, 2017).

$$\frac{\partial k}{\partial t} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P^k - \beta^* k \omega \quad (1)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{P^k}{v_t} - \beta \omega^2 + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$F_1 = \tanh(\xi^4), \quad \xi = \min \left[\max \left\{ \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500v}{d^2 \omega} \right\}, \frac{4\sigma_{\omega k-\epsilon} k}{CD_\omega d^2} \right] \quad (3)$$

$$CD_\omega = \max \left\{ 2\sigma_{\omega k-\epsilon} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right\} \quad (4)$$

$$v_t = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, |S| F_2)} \quad (5)$$

$$F_2 = \tanh(\eta^2), \quad \eta = \max \left\{ \frac{2k^{1/2}}{\beta^* \omega d}, \frac{500v}{d^2 \omega} \right\} \quad (6)$$

Burada d yukarıda da verildiği gibi duvara en yakın noktanın mesafesidir. *SST model* duvar yakınında $F_1 = 1$ değeri için $k-\omega$ modeli olarak, duvardan uzakta ise $F_1 = 0$ değerini alarak $k-\epsilon$ olarak davranır. Tüm katsayılar F_1 fonksiyonunu kullanarak $k-\omega$ ve $k-\epsilon$ modelleri arasında harmanlanır. Örneğin;

$$\alpha = F_1 \alpha_{k-\omega} + (1-F_1) \alpha_{k-\epsilon} \quad (7)$$

Sabitler aşağıdaki değerleri almaktadır:

$$\beta^* = 0.09, \quad \alpha_1 = 0.3 \quad (8)$$

$$\alpha_{k-\omega} = 5/9, \quad \beta_{k-\omega} = 3/40, \quad \sigma_{k,k-\omega} = 0.85, \quad \sigma_{\omega,k-\omega} = 0.5 \quad (9)$$

$$\alpha_{k-\epsilon} = 0.44, \quad \beta_{k-\epsilon} = 0.0828, \quad \sigma_{k,k-\epsilon} = 1, \quad \sigma_{\omega,k-\epsilon} = 0.856 \quad (10)$$

DES enerji kaybı (disipasyon) teriminde k denklemini aşağıdaki gibi değiştirilir:

$$\beta^* k \omega \otimes \beta^* k \omega F_{DES}, \quad F_{DES} = \max \left\{ \frac{L_t}{C_{DES} \Delta}, 1 \right\} \quad (11)$$

$$\Delta = \max \{ \Delta x_1, \Delta x_2, \Delta x_3 \}, \quad L_t = \frac{k^{1/2}}{\beta^* \omega} \quad (12)$$

Burada $C_{DES} = 0.61$ dir.

Eğer yeteri kadar sık bir çözüm ağı oluşturulmuş ise DES için yapılan değişiklik, türbülans ölçeğini RANS uzunluk ölçeğinden ($\propto k^{1/2} / \omega$) LES uzunluk ölçeğine ($\propto \Delta$) dönüştürmektedir. F_{DES} birden büyük olduğunda, k denklemindeki disipasyon terimi artarken k ve dolayısıyla da türbülans viskozitesi azalmaktadır. Momentum denklemlerinde daha küçük bir türbülans viskozitesi ile modellenen disipasyon (yani sönmüleme) azalır ve akış daha da kararsız hale gelir. Sonuç olarak türbülanslı kısmın büyük çoğunluğunun modellenmek yerine çözüldüğü durum için uğraşılır.

11 ve 12 denklemlerinden de anlaşıldığı üzere, modelin nerede RANS, nerede LES çözümü yapacağını çözüm ağının yoğunluğu belirler. Bu sebeple ağ örgüsünün DES modeline uygun şekilde oluşturulması, DES modelinden iyi sonuç alabilmek için zorunludur. Eğer ağ örgüsünün maksimum boyutu olması gerekenden büyük olursa, modelde RANS'tan LES'e geçiş olmayacağından, yani gerekli ve yeterli büyüklükteki ölçekler çözülemeyeceğinden DES modeli kullanmanın bir avantajı kalmaz (Usta, 2018).

2.2 Genel Kabarcık Denklemi

Kavitasyon kabarcığının genel denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_v \alpha) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_v \alpha u_{v,j}) = S_e - S_c \quad (13)$$

Burada, ρ_v buhar yoğunluğu, α buhar hacmi oranı, u_v buhar fazı hızı, S_e ve S_c ise kavitasyon kabarcığının sırasıyla genişleme ve patlama esnasındaki kütle transferi terimleridir.

Kabarcık hareketleri, kabarcığının genişleme ve patlaması Rayleigh-Plesset denklemiyle hesaplanmaktadır.

$$R_B = \frac{D^2 R_B}{Dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{DR_B}{Dt} \right)^2 = \left(\frac{p_B - p}{\rho_l} \right) - \frac{4 V_l}{R_B} \frac{DR_B}{Dt} - \frac{2\gamma}{\rho_l R_B} \quad (14)$$

Burada R_B kabarcık yarıçapı, ρ_l ve ρ_B sırasıyla sıvının ve buharın yoğunluğu, γ sıvının yüzey gerilmesi, ve p_B ve p sırasıyla kabarcık yüzey basıncı ve akışkanın uzak bölgesindeki yerel basınçtır.

Yüzey gerilmesi, viskozite ve atalet (ikinci türev terimi) terimlerinin etkileri, $(p_B - p)$ farkı çok büyük olduğundan ihmal edilebilir. Böylece Rayleigh Plesset denklemi aşağıdaki hali almaktadır:

$$\frac{DR_B}{Dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_B - p}{\rho_l}} \quad (15)$$

2.3 Schnerr-Sauer kaviteasyon modeli

Schnerr-Sauer kaviteasyon modelinde, buharlaşma oranı kaviteasyon kabarcıklarının yarıçapının bir fonksiyonudur ve kaviteasyon kabarcıklarının her birinin aynı boyutta olduğu ve (yarıçapının değişmediği) ve sıvı içerisinde homojen olarak dağıldıkları varsayılmaktadır. Schnerr ve Sauer (2011), buhar yapısının (15) denklemi ile gösterilen basitleştirilmiş Rayleigh Plesset denklemiyle ifade edilen pek çok küçük küresel kabarcıktan oluştuğunu farzetmiştir.

Bu modelde buhar hacmi oranı α aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir:

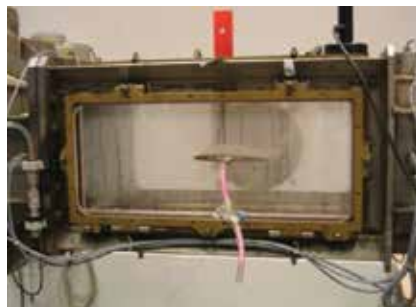
$$\alpha = \frac{n_b \frac{4}{3} \pi R_B^3}{1 + n_b \frac{4}{3} \pi R_B^3} \quad (16)$$

Burada R_B kabarcık yarıçapı, n_b ise birim sıvı hacmindeki küçük küresel kabarcıkların sayısıdır. Yerel uzak bölge basıncı p , hesaplama hücresinin merkezindeki ortam basıncıdır ve (13)'deki p_B kabarcık yüzey basıncı, kabarcık yüzeyindeki sadece sıcaklığın fonksiyonu olan doyma buhar basıncına $p_v(T)$ eşit basınçtır. Daha detaylı bilgi için Usta (2018) çalışmasından yararlanılabilir.

3. Delft Hidrofoilin Kaviteasyonlu Akış Analizleri

Foeth (2008), bir kaviteasyon tüneline yerleştirilmiş üç boyutlu, bükülmüş (twisted) bir hidrofoil üzerinde kaviteasyon akışı deneyleri gerçekleştirmiştir. Delft hidrofoili olarak adlandırılan hidrofoil, dikdörtgen biçimli NACA0009 kesitli bir kanattır.

Mevcut çalışmada, kaviteasyon deneyi sonuçları Foeth (2008)'de verilen Delft hidrofoilin deneyler ile aynı koşullar oluşturularak gerçekleştirilen HAD analizleri anlatılmaktadır. Kaviteasyon testleri Şekil 1'de gösterilen $L \times B \times H = 600\text{mm} \times 300\text{mm} \times 300\text{mm}$ boyutlarındaki kaviteasyon tüneline gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1. Kaviteasyon tüneli ve hidrofoilin yerleşimi (Foeth, 2008; Hoekstra ve diğ., 2011).

Foeth kavitasyon tüneline deneyleri -1° , -2° , ve -3° hücum açılarında gerçekleştirmiştir. Literatürde çeşitli HAD analizi sonuçları da bulunduğu için mevcut çalışmada sadece -2° koşulları incelenmiştir.

HAD çalışmaları ile Tablo 1’de verilen iki farklı deney koşulu için gerçekleştirilmiştir.

Tablo 1. Deney ve HAD koşulları.

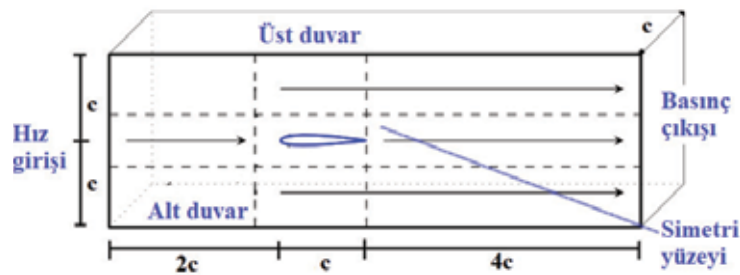
| | Hücum açısı (derece) | Çıkış basıncı (kPa) | Buhar yoğunluğu (kg/m^3) | Giriş hızı (m/s) | Buhar basıncı (Pa) | Su yoğunluğu (kg/m^3) | kav. sayısı |
|----------------|----------------------|---------------------|-------------------------------------|------------------|--------------------|----------------------------------|-------------|
| Durum 1 | -2 | 29 | 0.023 | 6.97 | 2970 | 998 | 1.07 |
| Durum 2 | -2 | 1375 | 0.023 | 50 | 2170 | 997.5 | 1.1 |

3.1 Hesaplama bölgesi ve sınır koşulları

Sayısal analiz çalışmalarında ağ örgüsü oluşturma, analiz ve veri işleme adımlarının tamamı Star-CCM+ programında gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen sayısal analiz çalışmalarında deneysel çalışmada verilen kavitasyon tüneli ve hidrofoil geometrisi boyutları aynı ölçekte oluşturulmuştur. Ancak, 3 boyutlu Delft hidrofoili geometrik olarak simetrik bir hidrofoil olduğundan akışın da simetrik olacağı öngörülmüş ve kavitasyon tüneli (hidrofoil de aynı şekilde) orta açıklık düzlemine göre tam ortadan kesilmiştir. Kesilen yüzeyin değdiği yüzey simetri yüzeyi sınır koşulu ile diğer yüzeyin ayna simetrisi olarak alınmıştır. Böylece, hesaplama hacmindeki genişlik yarıya indirilmiş, (toplam hesaplama geometrisi yarıya inmiş), gerekli bilgisayar gücü azalmış ve hesaplama süresi kısaltılmıştır.

Yukarıda da bahsedildiği üzere, HAD analizlerinde Foeth (2008) çalışması ile aynı boyutlarda hesaplama bölgesi oluşturulmuştur. Hidrofoilin kanat genişliği (giriş uzunluğu) $c=0.15$ m’dir. Hidrofoil hesaplama bölgesinin yani kavitasyon tünelinin Şekil 2 ile gösterilen hız girişi tarafından $2c$, basınç çıkışı tarafından ise $5c$ mesafede konumlandırılmıştır. Tünelin yüksekliği $2c$, genişliği ise c ’dir. Bu mesafeler deneysel koşulların aynıdır, simetrik olduğu için genişlik deneysel koşulların yarısı kadardır.

Kavitasyon tünelinin girişi hız girişi, çıkış kısmı basınç çıkışı, alt ve üst duvarlar ise duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Delft hidrofoili de yine duvar sınır koşulu ile ifade edilmiştir. Delft hidrofoili etrafındaki kavitasyonlu akış tahminleri için oluşturulan hesaplama bölgesi ve sınır koşulları Şekil 2 ile verilmiştir.



Şekil 2. Hesaplama bölgesi ve sınır koşulları.

3.2 Ağ örgülerinin oluşturulması

Çalışmada DES türbülans modeli kullanıldığı için iç bölge olarak adlandırılan hidrofoil üzeri ve sınır tabaka etrafı RANS türbülans modeline, dış bölge olarak adlandırılan geri kalan bölge ise LES türbülans modeline uygun ağ örgüsü sıklığında oluşturulmuştur. Bu durum DES modelinin doğru sonuç vermesi için bir gerekliliktir (Pope, 2012; Usta, 2018).

Analizler öncelikle hız ile basıncın ani olarak değiştiği ve kavitasyon oluşumunun görüldüğü bölgeleri belirlemek için normal bir ağ örgüsü ile koşturulmuştur. Sonra bu bölgelerde daha sık ve düzgün, iyileştirilmiş ağ oluşturularak analizler tekrar edilmiştir. Bu şekilde oluşturulan iyileştirilmiş ağ örgüsü ile daha iyi sonuçlara ulaşılmıştır.



Şekil 3. (a) Hesaplama bölgesindeki ağ örgüsü, (b) hidrofoil etrafındaki ağ örgüsü.

Netice olarak Şekil 3'te gösterilen ağ örgüsü elde edilmiştir. Tablo 2'den de görülebileceği gibi normal ağ örgüsü ile gerçekleştirilen HAD analizleri kapsamında Durum 1 için 9071499, Durum 2 için ise 10678943 hücreden oluşan hesaplama bölgesi oluşturulmuştur. Çalışma seyrek ve yoğun ağ örgülerinde tekrarlanmış ve ağdan bağımsız hale getirme çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Tablo 2. Delft hidrofoili analizlerinde kullanılan ağ örgülerindeki hücre sayıları.

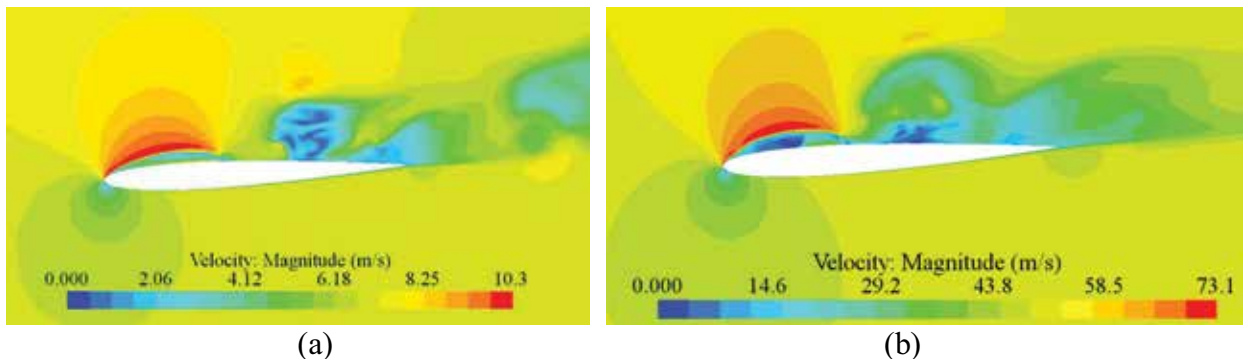
| | Seyrek | Normal | Yoğun |
|---------|---------|----------|----------|
| Durum 1 | 5705130 | 9071499 | 17066570 |
| Durum 2 | 6228757 | 10678943 | 18368038 |

DES modelinin kullanıldığı çalışmalarda hesaplamaların doğruluğu için ağ örgüsü yanında zaman adımı da çok önemli bir parametredir. Çalışmada zaman adımı $\Delta t = 2 \times 10^{-5}$ olarak alınmıştır. Zaman adımından bağımsız çözüm hesaplamalarında ise ek olarak $\Delta t = 1 \times 10^{-5}$ ve $\Delta t = 5 \times 10^{-5}$ alınarak analizler tekrarlanmıştır. Bu zaman adımları ile gerçekleştirilen HAD analizlerinde Normal ağ örgüsü yoğunluğu kullanılmıştır.

HAD analizlerinde stabilitenin sağlanması için bir diğer koşul da Courant sayısı (CFL) koşuludur.

$$CFL = \frac{|U\Delta t|}{\Delta x} \leq 1$$
 Analizlerde her iki akış durumu için de bu koşul sağlanmıştır.

Hidrofoil etrafındaki hız konturları Şekil 4'te verilmiştir.



Şekil 4. (a) Durum 1 için, (b) Durum 2 için hidrofoil etrafındaki hız konturları.

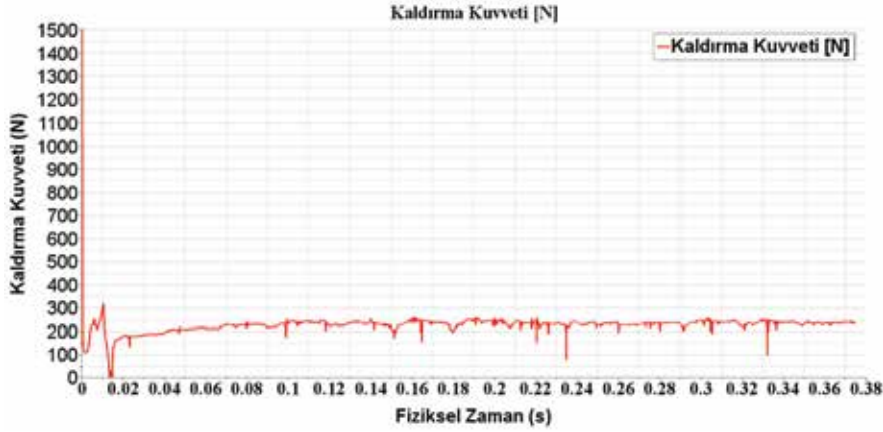
Görseller incelendiğinde, Durum 1 koşullarında en yüksek hız değerlerine hidrofoilin üst kısmında ulaşılmıştır ve bu değer 10.3 m/s civarındadır. Durum 2’de en yüksek hız değerlerine yine hidrofoilin üst kısmında ulaşılmıştır ve bu değer 73.1 m/s civarındadır.

4. Sonuçlar ve Değerlendirmeler

Bu bölümde, öncelikle Delft hidrofoilin incelenen her iki akış koşulundaki kaldırma kuvveti ve direnç kuvveti tahminleri verilerek elde edilen sonuçlar literatür ile kıyaslanmıştır. Sonrasında ise hidrofoilin üzerinde oluşan kavitasyon hacmi sayısal olarak ve oluşan kavitasyon paterni de görsel olarak kıyaslanmış ve geçiremleri sunulmuştur. Sunulan grafikler ve sonuçlar Star-CCM+ programı vasıtasıyla elde edilmiştir.

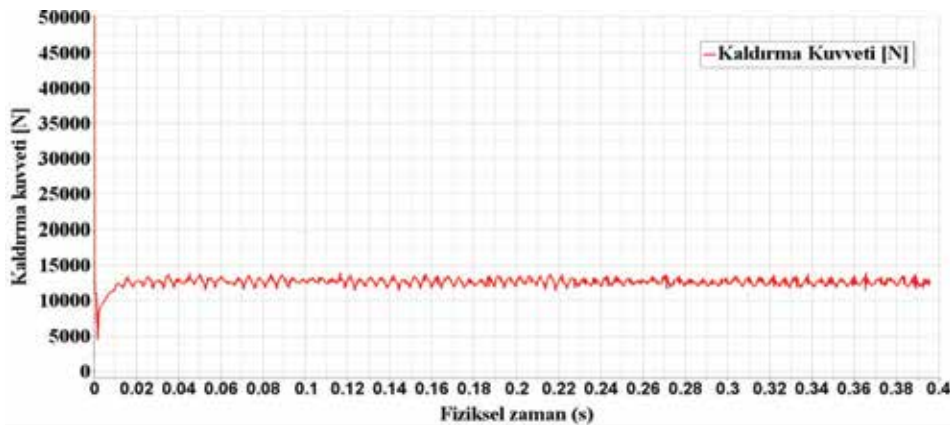
4.1. Delft hidrofoilin kaldırma kuvveti hesaplamaları

Mevcut çalışma kapsamındaki HAD analizlerinde, Normal ağ örgüsü yoğunluğu ve 2×10^{-5} zaman adımı ile Durum 1 ve Durum 2 koşulları için elde edilen kaldırma kuvveti-zaman grafikleri sırasıyla Şekil 5 ve Şekil 6 ile verilmektedir.



Şekil 5. Hidrofoil yüzeyindeki kaldırma kuvvetinin zamanla değişimi (Durum 1).

Star-CCM+ programında analizler yakınsadıktan sonra Durum 1 için kaldırma kuvveti değerlerinin ortalaması alındığında 240.02 N olarak hesaplanmıştır. Analizlerde simetri koşulu kullanılmış ve hidrofoilin yarısı alındığından grafiklerde okunan değerler 2 ile çarpılmıştır. Dolayısıyla gerçekleştirilen HAD çalışması sonucunda Durum 1 için kaldırma kuvveti 480.04 N olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6. Hidrofoil yüzeyindeki kaldırma kuvvetinin zamanla değişimi (Durum 2).

Durum 2 için Star-CCM+ programında analizler yakınsadıktan sonra kaldırma kuvveti değerlerinin ortalaması alındığında 12386 N olarak hesaplanmıştır. Simetri koşulu nedeniyle bu değer gerçek

değerin yarısıdır. Dolayısıyla gerçekleştirilen HAD çalışması sonucunda Durum 2 için kaldırma kuvveti 24772 N olarak hesaplanmıştır.

Geçerleme çalışmalarında hidrofoile etkiyen kaldırma kuvveti (L), Delft Üniversitesi'nin yayımladığı rapor (TU Delft, 2008) ve Maasch ve diğ. (2015) çalışmasında önerilen, aşağıda (15) no'lu denklemde verilen kaldırma kuvveti fonksiyonu yardımı ile hesaplanmıştır. Bu sonuç deney sonucu olarak kabul edilmiştir.

$$L = 10.052 U^2 \quad (15)$$

Delft hidrofoiline etki eden kaldırma kuvveti sonuçları Tablo 3'de verilmiştir. Seyrek grid, normal grid ve yoğun grid ile gerçekleştirilen HAD analizleri zaman adımı $\Delta t = 2 \times 10^{-5}$ alınarak gerçekleştirilmiştir. Zaman adımı 5×10^{-5} ve 1×10^{-5} alınarak gerçekleştirilen HAD analizlerinde normal grid kullanılmıştır.

Tablo 3. Delft hidrofoiline etki eden kaldırma kuvveti sonuçları.

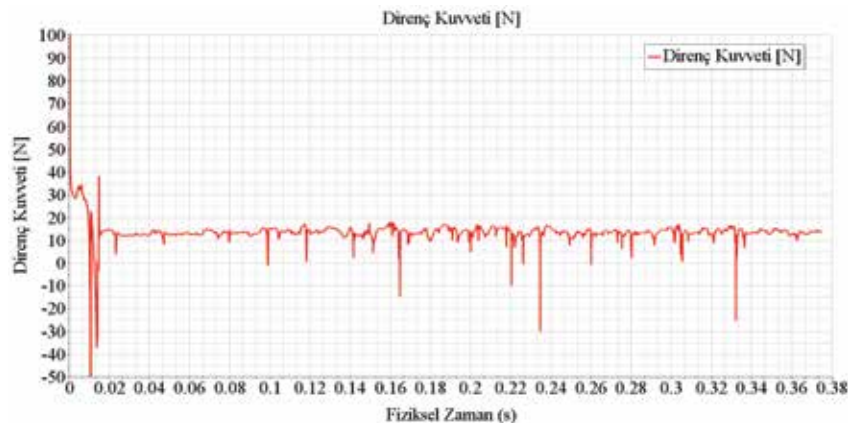
| | Deney (hesaplama) | Seyrek grid ($\Delta t = 2 \times 10^{-5}$) | Normal grid ($\Delta t = 2 \times 10^{-5}$) | Yoğun grid ($\Delta t = 2 \times 10^{-5}$) | $\Delta t = 5 \times 10^{-5}$ (Normal grid) | $\Delta t = 1 \times 10^{-5}$ (Normal grid) |
|----------------|-------------------|---|---|--|---|---|
| Durum 1 | 488.3 N | 448.7 N | 480.0 N | 491.8 N | 472.8 N | 480.7 N |
| Durum 2 | 25130 N | 24516 N | 24772 N | 24860 N | 24652 N | 24864 N |

Tablo 3 incelendiği zaman, deney sonuçları ile en yakın sonuçların, Durum 1'de yoğun ağ örgüsü ile; Durum 2'de ise en düşük zaman adımında elde edildiği görülmektedir. Durum 1 için deneysel sonuçlar ile yoğun ağ ile gerçekleştirilen HAD analizleri arasındaki fark % 0.716'dır. Bununla birlikte, normal ağ yoğunluğu ve 2×10^{-5} zaman adımı ile yapılan analizlerde de aradaki fark % 1.72 kadardır. Durum 2 için deneysel sonuçlar ile en düşük zaman adımı sonuçları arasındaki fark % 1.07'dir. Normal ağ yoğunluğu ve 2×10^{-5} zaman adımı ile yapılan analizlerde ise analiz sonucu deney sonucundan % 1.44 kadar daha küçük olarak tahmin edilmiştir.

4.2 Delft hidrofoilinin direnç kuvveti hesaplamaları

Delft hidrofoili etrafındaki kavitasyonlu akış koşullarında hidrofoile etki eden direnç kuvveti için herhangi bir deneysel veriye rastlanmamıştır. Bununla birlikte, mevcut çalışmadan elde edilen sonuçlar Whitworth (2011) çalışmasında verilen sonuçlar ile kıyaslanmıştır.

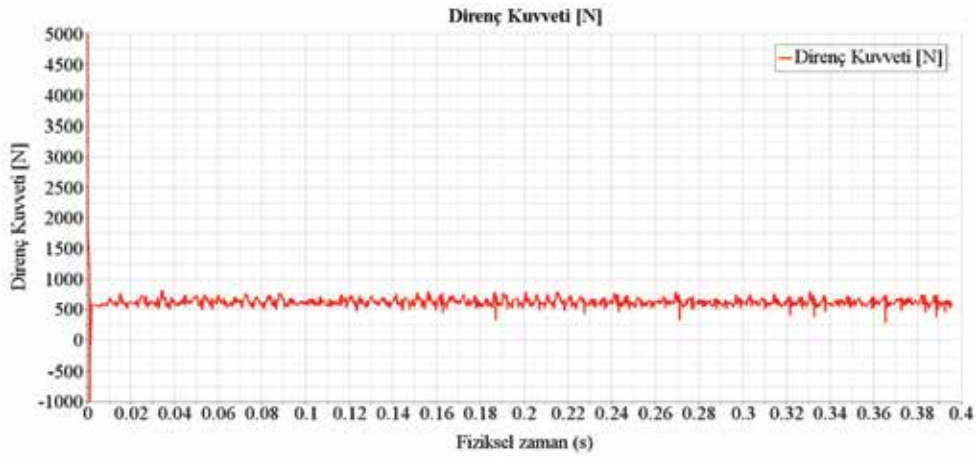
Durum A için direnç kuvvetinin zamanla değişimini gösteren Şekil 7'den görüleceği üzere, analizler yakınsadıktan sonra yarım hesaplama bölgesi için Delft hidrofoilinin direnç kuvveti yaklaşık olarak 14.5 N'dur. Buna göre hidrofoilin tamamına etki eden direnç kuvveti değeri 29 N olarak hesaplanmıştır.



Şekil 7. Hidrofoil yüzeyindeki direnç kuvvetinin zaman ile değişimi (Durum 1).

Whitworth (2011) çalışmasında direnç kuvveti yarım hidrofoil için 13.22 olarak verilmiştir. Çalışmada kaldırma kuvveti ise yaklaşık olarak 441 N olarak verilmiştir. Whitworth (2011) çalışmasındaki kaldırma kuvveti deneysel sonuçtan (488.33N) yaklaşık %10 daha küçüktür. Direnç kuvveti tahmininin de deneysel değerden bu mertebede küçük olduğunun düşünüldüğü çalışmada belirtilmiştir. Whitworth (2011) çalışmasında verilen direnç kuvveti değeri ile mevcut çalışma kapsamında gerçekleştirilen analiz sonucunda tahmin edilen direnç kuvveti arasında yaklaşık %8 kadar fark bulunmaktadır. Dolayısıyla herhangi bir deneysel veri olmamasına rağmen Whitworth (2011) çalışmasından alınan veriler değerlendirildiğinde, mevcut çalışmada elde edilen direnç kuvveti tahmininin de mantıklı olduğu düşünülmektedir.

Durum 2 için Star-CCM+ programından alınan direnç kuvveti analizleri sonuçlarına göre yarım hesaplama bölgesi için Delft hidrofoilinin direnç kuvveti yaklaşık olarak 584.5 N'dur. Hidrofoilin tamamına etki eden direnç kuvveti değeri 1169 N olarak hesaplanmıştır. Deney 2 durumu için direnç kuvvetinin zamanla değişimini gösteren Şekil 8 ile verilmektedir. Literatürde Durum 2 için direnç kuvvetinin değerine ilişkin bir sonuca rastlanmamıştır.



Şekil 8. Hidrofoil yüzeyindeki direnç kuvvetinin zaman ile değişimi (Durum 2).

4.3 Delft hidrofoili yüzeyinde oluşan kavitasyon hacmi değerleri

Şekil 9, Durum 1 için Delft hidrofoili yüzeyindeki kavitasyon hacminin zaman ile değişimini göstermektedir.



Şekil 9. Hidrofoil yüzeyinde kavitasyon hacminin zaman ile değişimi (Durum 1).

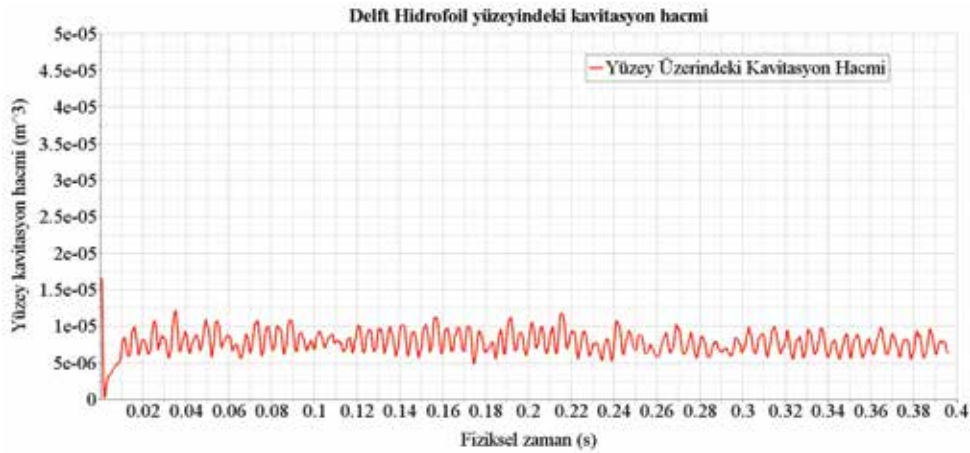
Hidrofoil yüzeyindeki kavitasyon hacmini gösteren Şekil 9'dan görüleceği üzere hidrofoilin yarısı üzerindeki kavitasyon ile kaplı hacmi $5 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ile $10 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ arasında değişmektedir. Hoekstra ve

diğ. (2011) çalışmasında Durum 1 koşulunda hidrofoil yüzeyindeki kavitasyon hacmi değerlerini araştıran çalışma gruplarının tahminleri verilmiştir. Buna göre Chalmers Üniversitesi çalışma grubunun LES çözücüsü ile analiz ettiği çalışmada kavitasyon hacminin $4 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ile $10 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ arasında olduğu tahmin edilmiştir. Lloyd Register çalışma grubunun DES türbülans modeli kullanarak bulduğu sonuçlarda ise $4.5 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ile $11 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ arasında değişmekte olduğu söylenmiştir. Marin grubu ise RANS türbülans modeli kullanarak $3 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ile $9.5 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ arasında olduğunu tahmin etmiştir. Tablo 4’de verilen değerler hidrofoilin yarısı içindir.

Tablo 4. Durum 1 için hidrofoil yüzeyindeki kavitasyon hacmi tahminleri.

| | Mevcut çalışma | Chalmers Üniv. | Lloyd Register | Marin |
|---------------------------|---------------------|---------------------|----------------------|----------------------|
| minimum (m^3) | 5×10^{-6} | 4×10^{-6} | 4.5×10^{-6} | 3×10^{-6} |
| maksimum (m^3) | 10×10^{-6} | 10×10^{-6} | 11×10^{-6} | 9.5×10^{-6} |

Dolayısıyla mevcut çalışma kapsamında kavitasyon hacmi ile ilgili yapılan sayısal analiz çalışmaları Chalmers Üniversitesi, Lloyd Register ve Marin çalışma gruplarının sonuçları ile oldukça benzerdir. Özellikle DES türbülans modeli kullanan Lloyd Register ile oldukça yakın tahminler elde edilmesi, çalışmada yapılan modellemenin oldukça başarılı olduğunu ve doğru sonuçlar verdiğini göstermektedir. Şekil 10, Durum 2 için Delft hidrofoili yüzeyindeki kavitasyon hacminin zaman ile değişimini göstermektedir.



Şekil 10. Hidrofoil yüzeyinde kavitasyon hacminin zaman ile değişimi (Durum 2).

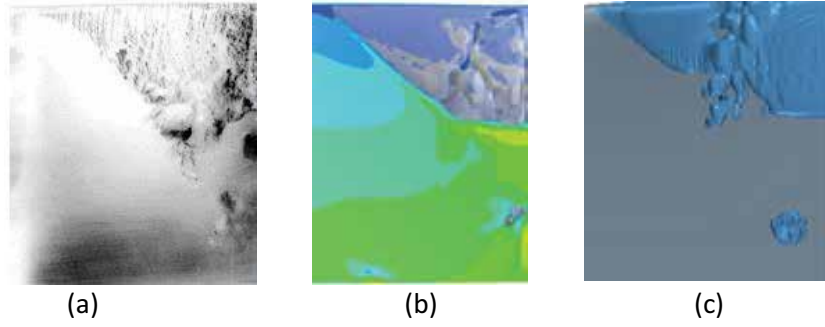
Durum 2 için hidrofoil yüzeyindeki kavitasyon hacmini gösteren grafikten görüleceği üzere hidrofoilin yarısı üzerindeki kavitasyon ile kaplı hacim $6.5 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ile $13 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ arası civarındadır. Literatürde bu sonuçların kıyaslanabileceği bir bilgiye rastlanmamıştır.

Durum 2’de akış hızı Durum 1’e kıyasla daha hızlı olduğundan bu akış koşullarında hidrofoil yüzeyinde daha fazla kavitasyon oluşmuştur. Elde edilen sonuçlara göre Durum 2’de yaklaşık olarak %30 daha fazla kavitasyon oluşumu olacağı tahmin edilmiştir.

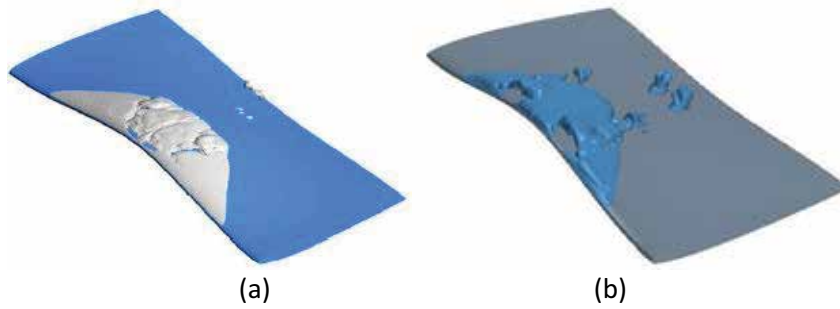
4.4 Delft hidrofoili yüzeyinde oluşan kavitasyon tahminleri

Bu bölümde, Delft hidrofoili yüzeyindeki kavitasyon oluşumu tahminleri verilmektedir.

Mevcut çalışmadan elde edilen tüm sonuçlarda buhar hacmi oranı %50 alınmıştır.

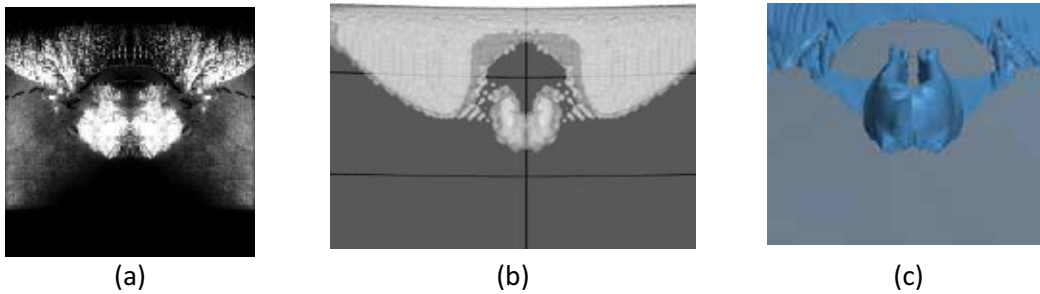


Şekil 11. Durum 1 için hidrofoilin yarısı üzerindeki kavitasyon oluşumu (a) Deneysel sonuç (Whitworth, 2011), (b) Ji ve diğ. (2013) çalışmasının sonucu ve (c) Mevcut çalışmadan elde edilen sonuç.

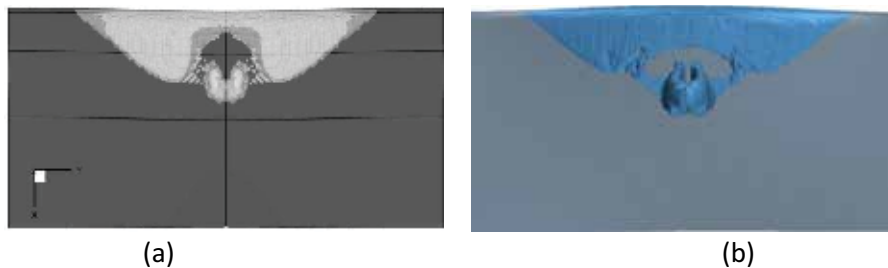


Şekil 12. Durum 1 için hidrofoil üzerindeki kavitasyon oluşumu (a) Ji ve diğ. (2013) çalışmasının sonucu, (b) Mevcut çalışmada elde edilen sonuç.

Durum 1 için elde edilen kavitasyon görselleri incelendiğinde Ji ve diğ. (2013) tarafından gerçekleştirilen sayısal çalışmada kavitasyon hacminin deneysel sonuçtan daha az olduğu görülmektedir. Bununla birlikte mevcut çalışmada elde edilen sonucun deneysel sonuç ile benzer olduğu düşünülmektedir.



Şekil 13. Durum 2 için hidrofoil yüzeyindeki kavitasyon oluşumu (a) Deneysel sonucu (Foeth, 2008); (b) Koop (2008) çalışmasının sayısal sonucu ve (c) Mevcut çalışmadan elde edilen sonuç.



Şekil 14. Hidrofoil üzerindeki aynı zaman adımındaki kavitasyon oluşumu kıyaslaması (a) Koop (2008) çalışmasının sonucu, (b) Mevcut çalışmadan elde edilen sonuç.

Şekil 13 ve Şekil 14 incelendiğinde, mevcut çalışma kapsamında elde edilen kavitasyon oluşumu tahmininin deneysel sonuç ile oldukça benzer olduğu düşünülmektedir. Bununla birlikte, Koop (2008) çalışmasında hidrofoil yüzeyindeki kavitasyon oluşumu deneysel sonuçtan daha az olarak tahmin edilmiştir.

Çalışma kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinden elde edilen kaldırma ve direnç katsayısı sonuçları ile kavitasyon paterni resimleri başta Foeth (2008) ve Koop (2008) olmak üzere, literatürde Delft hidrofoilinun incelendiği HAD çalışmaları ile kıyaslandığında, oldukça uyumlu ve başarılı olarak tahmin edildiği tespit edilmiştir.

4.4 Ağ örgüsünden ve zaman adımından bağımsız çözüm – Sayısal belirsizlik hesaplamaları

HAD analizlerinin doğruluğu ve geçerliliği hakkında sayısal değerlendirme yapılabilmesi için sayısal hataların ve belirsizliklerin hesaplanması gerekmektedir. Mevcut çalışma kapsamındaki ağ örgüsü yoğunluğu ve zaman adımı hesaplamalarında Roache (1998), Stern ve diğ., (2006) ve Celik ve diğ., (2008) çalışmalarında verilen korelasyon faktörü ve GCI yöntemleri takip edilmiştir. Sayısal belirsizlik hesaplamaları, sistematik olarak iyileştirilmiş üç farklı grid ve üç farklı zaman adımı ile gerçekleştirilen Tablo 3’de verilen kaldırma kuvveti sonuçları için gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3’ten alınan değerlere göre Durum 1 için gerçekleştirilen sayısal belirsizlik hesaplamalarına göre;

Ağ yoğunluğu kaynaklı belirsizlik için GCI indeks sonucu: $GCI_{hücre\ sayısı} = 0.01838$

Zaman adımı kaynaklı belirsizlik için GCI indeks sonucu: $GCI_{zaman\ adımı} = 0.000236$

Buna göre, Durum 1 için toplam belirsizlik;

$$\sqrt{(GCI_{hücre\ sayısı} \times 100)^2 + (GCI_{zaman\ adımı} \times 100)^2} = 1.838 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

- Sonuç olarak, gerçekleştirilen analizlerden elde edilen sonuçlar ve hesaplamalar neticesinde Durum 1 için sayısal belirsizlik $U_{SN} = \% 1.838$ olarak hesaplanmıştır.

Tablo 3’ten alınan değerlere göre Durum 2 için gerçekleştirilen sayısal belirsizlik hesaplamalarına göre;

Ağ yoğunluğu kaynaklı belirsizlik için GCI indeks sonucu: $GCI_{hücre\ sayısı} = 0.00572$

Zaman adımı kaynaklı belirsizlik için GCI indeks sonucu: $GCI_{zaman\ adımı} = 0.01519$

Buna göre, Durum 2 için toplam belirsizlik;

$$\sqrt{(GCI_{hücre\ sayısı} \times 100)^2 + (GCI_{zaman\ adımı} \times 100)^2} = 1.624 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

- Sonuç olarak, gerçekleştirilen analizlerden elde edilen sonuçlar ve hesaplamalar neticesinde Durum 2 için sayısal belirsizlik $U_{SN} = \% 1.624$ olarak hesaplanmıştır.

5. Genel Sonuçlar ve Değerlendirmeler

Mevcut çalışma, yazarın Gemi Pervanelerinde Kavitasyon ve Kavitasyon Erozyonu Modellemesi başlıklı Doktora Tezi’nden türetilmiştir. Çalışma kapsamında gerçekleştirilen Delft hidrofoili etrafındaki kavitasyonlu akış analizlerinden yola çıkılarak aşağıdaki genel değerlendirmeler elde edilmiştir:

- Hidrofoil etrafındaki üç boyutlu, zamana bağlı kavitasyonlu akış, Ayrık Girdap Simülasyonu (DES) tekniği ve SST (Menter) $k-\omega$ türbülans modeli ile oldukça başarılı bir şekilde modellenmiştir.
- VOF (Volume of Fluid) yöntemi ile iki fazlı akış başarılı bir şekilde modellenebilmiştir.
- Basitleştirilmiş Rayleigh-Plesset kabarcık denklemine dayanan Schnerr-Sauer kavitasyon modeli kullanılarak, hidrofoil yüzeyinde oluşan kavitasyon deneysel sonuçlarla uyumlu bir şekilde elde edilmiştir.
- Hız ve basıncın ani olarak değiştiği ve kavitasyon oluşumunun görüldüğü bölgeler belirlenerek, bu bölgelerde daha sık ve düzgün, iyileştirilmiş ağ oluşturularak analizlerin tekrar koşutulması ile kavitasyon kabarcıklarının dinamiğinin daha iyi modellendiği ve deneysel çalışmalar ile daha uyumlu sonuçlar elde edildiği saptanmıştır.
- Sınır tabaka etrafındaki ağ örgülerinin oluşturulması, kavitasyon gibi hız ve basınç dalgalanmalarının oldukça yüksek değerlerde olduğu akışlarda çok önemlidir. Bu kapsamda, sınır tabakada oluşturulan prizma tabakasının toplam kalınlığı, sayısı ve prizma tabakalarının genişleme oranı doğru modellenemediğinde, analiz sonuçlarındaki hata miktarının daha yüksek olduğu görülmüştür.
- Kavitasyonlu akışın doğru modellenebilmesinde seçilen türbülans modeli dışında en önemli parametreler ağ örgüleri ve zaman adımdır.

6. Kaynaklar

Bensow, R.E., Bark, G. (2010). Implicit LES Predictions of the Cavitating Flow on a Propeller. J. Fluids Eng. 132, 41302. <https://doi.org/10.1115/1.4001342>

Bensow, R. E. (2011). Simulation of the unsteady cavitation on the the Delft Twist11 foil using RANS, DES and LES, Second International Symposium on Marine Propulsors Smp11, Hamburg, Germany.

Carlton, J. S. (2007). Marine Propellers and Propulsion, Second Edition, Butterworth-Heinemann.

Celik, I. B., Ghia, U., Roache, P. J., Freitas, C. J., Coleman, H. & Raad P. E. (2008). Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications, Journal of Fluids Engineering, Vol. 130.

Chen, C. J. Jaw, S. Y. (1998). Fundamentals of turbulence modeling, Washington, DC : Taylor & Francis.

Davidson, L. (2017). Fluid mechanics, turbulent flow and turbulence modeling, Division of Fluid Dynamics, Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology.

Foeth, E.J. (2008). The structure of three dimensional sheet cavitation, PhD Thesis, Delft University of Technology.

Hoekstra, M., Terwisga, T. Van & Foeth, E.J. (2011). smp'11 Workshop Cavitation on Foil, - Case 1: DelftFoil, Second International Symposium on Marine Propulsors smp'11, Hamburg, Germany, June 2011.

ITTC, (2011) Recommended Procedures and Guidelines, Practical Guidelines for Ship CFD Applications, Revision 01, 7.5 – 03, 02 – 03.

Ji, B., Luo, X., Wu, Y., Peng, X., Duan, Y. (2013). Numerical analysis of unsteady cavitating turbulent flow and shedding horse-shoe vortex structure around a twisted hydrofoil. *Int. J. Multiph. Flow*, Vol. 51, pp. 33–43. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2012.11.008>

Li, Z. (2012). Assessment of cavitation erosion with a multiphase Reynolds-Averaged Navier-Stokes Method, Ph.D. Thesis, Delft University of Technology.

Li, D. Q., Grekula, M. & Lindell, P. (2009). A modified SST k - ω turbulence model to predict the steady and unsteady sheet cavitation on 2D and 3D hydrofoils, *Proceedings of the 7th International Symposium on Cavitation*, Ann Arbor, Michigan, USA.

Lidtke, A.K., Turnock, S.R., Humphrey, V.F. (2014). The influence of turbulence modelling techniques on the predicted cavitation behaviour on a NACA0009 foil, in: *Proceedings of the 17th Numerical Towing Tank Symposium*.

Koop, A. H. (2008). Numerical Simulation of Unsteady Three-Dimensional Sheet Cavitation. University of Twente, PhD Thesis. <https://doi.org/10.3990/1.9789036527019>

Maasch, M., Turan, O. & Khorasanchi, M. (2015). Unsteady RANSE and detached eddy simulations of cavitating flow, *International Conference on Shipping in Changing Climates*, Glasgow, United Kingdom.

Pope, S. B. (2012). *Turbulent Flows*, Cambridge University Press.
<https://doi.org/10.1017/CBO9780511840531>.

Roache, P. J. (1998). Verification and Validation in Computational Science and Engineering, *Comput. Sci. Eng.* 8–9.

Schnerr, G. H., Sauer, J. (2001). Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamic, 4th *International Conference on Multiphase Flow*, New Orleans, USA.

Stern, F., Wilson, R., Shao, J. (2006). Quantitative V&V of CFD simulations and certification of CFD codes. *Int. J. Numer. Methods Fluids* 50, 1335–1355. <https://doi.org/10.1002/flid.1090>

TU Delft Reports. (2008). Pressure and lift measurements on the Twist 11 Hydrofoil. (<http://maritimetechnology.tudelft.nl/SHS/Virtue%20Twist11%20Pressure%20&%20lift.pdf>; downloaded at 27.07.2017).

Usta, O. (2018). Gemi Pervanelerinde Kaviteasyon ve Kaviteasyon Erozyonu Modellemesi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Mak. Müh. ABD, Doktora Tezi.

Vallier, A. (2013). Simulations of cavitation – from the large vapour structures to the small bubble dynamics, Thesis for the degree of Doctor of Philosophy in Engineering, Lund University.

Whitworth, S. (2011). Cavitation prediction of flow over the Delft Twist 11 foil, *Second Int. Symp. Mar. Propulsors smp'11*, Hamburg, Germany.

Dördüncü Sanayi Devriminin Gemi İnşa Sanayinde İş Sağlığı ve Güvenliği Üzerine Etkileri

Aytek Güngör¹, Barış Barlas²

aytek.gungor@stm.com.tr¹, barlas@itu.edu.tr²,

¹STM Savunma Teknolojileri Mühendislik ve Ticaret AŞ, İstanbul, Türkiye

²Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye

ÖZET

Gemi inşası; tasarım, tedarik, inşa, donatım, boya, montaj, denetim ve test süreçleri ile oldukça karmaşık ve zengin bir ürün değer zincirine sahiptir. Bu süreçler ve ilgili faaliyetler, belli zaman kısıtlarına uyacak şekilde genellikle sıkışık aralıklarda yürütülür ve tamamlanırlar. Doğası gereği ağır ve tehlike işler kapsamında sayılan bu sanayi alanında her yıl büyük maddi ve manevi kayıplara sebep olan pek çok kaza ve meslek hastalığı ile karşılaşmaktadır.

Otonom üretim makinelerinin nesnelere interneti ve büyük veri analizi ile kendi kararını verebildiği, geleneksel tek elden yönetilen üretim sistemi yerine tam entegre, otomatik ve optimize üretim akışını temel alan ve özünde "Akıllı Fabrika" idealinin gerçekleştirilmesi olan Dördüncü Sanayi Devrimi, diğer tüm üretim alanlarında olduğu gibi gemi inşasını pek çok yönden değiştirme potansiyeline sahiptir. Bu yaklaşımın; tersane iş sağlığı ve güvenliği ile ilgili risklerin azaltılmasında yeni ufuklar açacağı bir gerçektir.

Anahtar kelimeler: Gemi İnşası, Endüstri 4.0, Akıllı Fabrika, İş Sağlığı ve Güvenliği, Akıllı Cihazlar.

Makale geçmişi: Geliş 09/05/2019 – Kabul 27/06/2019

Effects of the Fourth Industrial Revolution on Occupational Health and Safety in Shipbuilding

Aytek Güngör¹, Barış Barlas²

aytek.gungor@stm.com.tr¹, barlas@itu.edu.tr²,

¹ STM Savunma Teknolojileri Mühendislik ve Ticaret AŞ, Istanbul, Turkey

² Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey

ABSTRACT

Shipbuilding has a quite complex product value chain with design, procurement, construction, outfitting, painting, assembly, assessment and trials. These processes and related activities are executed in general within restricted periods adhering to specific milestones. Each year many occupational accidents and diseases are encountered at this dangerous branch of industry resulting in not only dramatic non-fatal injuries and deaths but also financial losses.

The Fourth Industrial Revolution comprises autonomous production robots also called “cyber physical systems” that are capable of making decisions utilizing Internet of Things (IoT) and big data analysis, incorporation of wide spread, fully integrated, automatic and optimized production management philosophy and realization of the Idea “Smart Factory”. This new paradigm has the potential to change the nature of shipbuilding just like any other industrial branches and is expected to be a nexus to new solutions for neutralizing occupational risks faced during shipbuilding processes.

Key words: Shipbuilding, Industry 4.0, Smart Factory, Occupational Health and Safety, Smart Devices.

Article history: Received 09/05/2019 – Accepted 27/06/2019

1. Giriş

İş sağlığı ve güvenliği (İSG) en basit tanımıyla; belli bir iş mahalinde, işçi sağlığı ve güvenliğini tehlikeye atma potansiyeli bulunan unsurların tanımlanması, tespit edilmesi ve kontrol altına alınması uğraşdır. Bu açıklama, uzun yıllar boyunca süregelen sosyal, politik, teknolojik ve ekonomik değişikliklerden büyük ölçüde etkilenmiş ve kapsamı buna bağlı olarak değişiklik göstermiştir (Alli, 2008). Uluslararası Çalışma Örgütü'nün (ILO) 2017 yılında yapmış olduğu rapora göre dünyada her yıl iş kazaları ve iş hastalıkları sonucunda 2,78 milyon işçinin hayatını kaybettiği belirlenmiştir. Bu ölümlerin yaklaşık %86'sı iş

hastalıklarından, kalan %14'ü iş kazalarından kaynaklanmaktadır. Bu hastalıklar ve kazalar ülkelerin gayri safi yurtiçi hasıllarının yaklaşık %4'üne mal olmaktadır (Pavon, 2018).

Dördüncü Sanayi Devrimi; birbirine ve ürünlere nesnelere interneti ile bağlı olan ve siber fiziksel sistemler adı verilen otonom üretim robotları, üç boyutlu yazıcılar, yapay zeka, akıllı sensörler ve büyük veri analizi gibi üretimi temelden değiştirebilecek pek çok kavramı içermektedir. Üretimde makineleşmenin artması, bu yaklaşımın doğal bir sonucu olarak görülse de öngörülebilir gelecekte insan faktörü silinmeyecek, makineler ile omuz omuza daha yakın çalışmalarının önünü açacaktır. Dördüncü Sanayi Devriminin ürün değer zinciri, verimlilik, üretimin yapısı, teknoloji ve insan toplulukları üzerinde meydana getireceği sosyal, kültürel ekonomik etkileri üzerine pek çok çalışma yapılmış olmasına rağmen iş sağlığı ve güvenliği konusunda sahip olduğu olumlu veya olumsuz potansiyel üzerine yeterli sayıda akademik çalışma bulunmamaktadır. Nitekim bu yeni yaklaşım ile kişisel iş güvenliği teçhizatlarının da hatırı sayılır ölçüde değişime uğrayacağı öngörülmektedir. Gemi inşası; içerdiği karmaşık süreçler, sürekli yoğun şekilde hissedilen süre ve bütçe kısıtları, tehlikeli saha faaliyetleri gibi sebepler ile büyük riskler taşıyan bir ağır sanayi koludur. Endüstri 4.0'ın; gemi inşasında sürekli bir korku unsuru haline gelmiş olan havuzlama operasyonları, tekne inşası, yüzey hazırlama, boyama, kaynak ve sıcak işçilik, kazan tamiri, boru ve makine montajı gibi faaliyetler esnasında karşılaşılan kazalar ve hastalıklara yeni teknolojik önlemler getireceği ve istenmeyen durumların önüne geçilebileceği düşünülebilir.

2. Dördüncü Sanayi Devrimi ve Gemi İnşası

Ahşap, kompozit, çelik gibi pek çok malzemeden farklı yöntemler kullanılarak üretilen gemi ve deniz araçları; genel olarak ticari, askeri ve gezinti amaçlı kullanılır. Tersanecilik faaliyetlerinin temel ilgi alanı ve dolayısıyla iş sağlığı ve güvenliği açısından en büyük riski çelik gemi inşası içerir. Bu sebepten ötürü bu çalışmada çelik gemi inşası incelenecektir. Çelik gemiler, ürün merkezli iş kırılım yapısı denilen bir yöntemle inşa edilir ve bu metot genellikle blok inşa tekniği olarak tanımlanır. Gemilerin tasarımı yapılır, gerekli malzeme ve teçhizat tedariki ile inşa edilir, donatılır, boyanır, test edilir ve yasal otoriteler ve akredite üçüncü taraf denetim kuruluşlarınca denetlenir.

Gemi inşası; jiglerin imalatı ve akabinde ilk sacın kesimi ile başlar. Panel atölyesinde çelik levhalardan panel imal edilir. İmalat atölyelerinde panel, yapısal elemanlar ile birleştirmeleri ile blok parçaları inşa edilir. Kızak yakınında belirli alanlarda blok parçalarından blok adı verilen ara ürünler oluşturulur. Bloklar; tersane kapasitesi ve üretim stratejisine göre kızağa konmadan önce değişen oranlarda boru, faundeyşin, kablo yolu, kablo, yalıtım malzemeleri ile donatılır, belirli makineler alınır ve kızağa konur. Kızak üzerinde blok montajı, donatımı ve sıcak işlem, izolasyon işçiliği ve boya işi tamamlandıktan sonra ana tahrik sistemi ve diğer makineler gemiye alınır. Üst bina monte edilir, gemi denize indirilir ve sonrasında gerekirse kalan işler tamamlanmak üzere havuzlanır. Makineler ve donanım devreye alınır, sahilden elektrik basılır, liman ve deniz kabul testleri yapılır ve testlerin başarı ile tamamlanması sonucunda ürün alıcıya teslim edilir.

Genel anlamda kullanılan 'Endüstri Devrimi' terimini detaylı incelediğimizde, günümüze kadar gelen süreçte üç kısma ayrılabilirdiğini görmekteyiz. Birinci Sanayi Devrimi, 18. Yüzyıl sonlarına doğru buhar gücü ile çalışan dokuma tezgahlarının kullanılmasıyla başlar (ilk mekanik dokuma tezgahı, 1784). İkinci Sanayi Devrimine, elektrik enerjisi yardımı ile seri üretime başlanması ile geçildiği kabul edilir (İlk montaj hattı, 1870). Üçüncü Sanayi Devrimi, elektronik gereçler ve bilgi teknolojilerinin uygulanması ile üretimin

otomatize edilmesi ile geçilir (İlk programlanabilir mantık kontrol sistemi, 1969). Bunlara ek olarak yakın zamanda endüstri literatürüne, veri ile fiziksel dünya ve makine ile insan arasında internet bağı ile yoğun bir işbirliğini öngören Dördüncü Sanayi Devrimi (Endüstri 4.0) eklenmiştir (Ang et al., 2016a). Endüstri 4.0, 2011 yılında "Almanya'nın dünyadaki büyük bir üretim gücü olarak yerini muhafaza etmesi için" geliştirilen ileri teknoloji strateji projesi olarak karşımıza çıkmıştır. Temel olarak Endüstri 4.0 Devrimi; Nesnelerin İnterneti (IoT), Siber-Fiziksel Sistemler (CPS), veri, makine ve insanların birlikte etkin bir şekilde kullanılması ile geleneksel tek elden yönetilen üretim sistemi yerine tam entegre, otomatik ve optimize üretim akışını temel alan ve buna bağlı olarak daha yüksek verim ve insanlar ile makineler arasında daha yakın üretim ilişkileri kurulmasını hedef alan yaklaşımdır. Endüstri 4.0 devriminin temel hedefi, Akıllı Fabrika idealinin gerçekleştirilmesidir (Ang et al., 2016b).

Üretim, verimlilik ve karlılık üzerine getireceği pek çok yeniliğin yanı sıra tüm ürün değer zinciri üzerinde kökten bir değişim öngören Dördüncü Sanayi Devriminin, iş gücü üzerine de büyük etkileri olacaktır. Bunlardan belki de en önemlisi; prekarya sınıfının kapsamını ve belki de etkinliğini arttırabilecek olmasıdır. İngiliz iktisatçı, akademisyen Guy Standing'in "Prekarya: Yeni Tehlikeli Sınıf" isimli kitabında Prekarya'yı; güvenilir bir işi olmayan, her an karlılık adına işine son verilebilecek, istikrarsız ve kendini tehlikede hisseden, dünyanın pek çok ülkesine yayılmış milyonlarca insanı kapsayan grup olarak nitelendirmiştir (Standing, 2017).

Gemi İnşası 4.0; gemi inşa ürün değer zincirindeki tüm aşamaların dijitalleşme ve akıllı üretim kapsamında dönüştürülmesi, paydaşlar arasında daha hızlı ve yakın ilişki, tasarımda iyileştirme, geminin dijital ortamda üretim benzetiminin yapılması, iş akışının optimize edilmesi, tekrarlanan faaliyetlerin otomasyonu, üç boyutlu yazıcıların yaygın kullanımı olarak değerlendirilebilir. "Tersane 4.0", "Akıllı Tersaneler", "Akıllı Gemi İnşası" olarak farklı isimlerle de adlandırılabilen süreçte bazı firmalar önemli adımlar atmış, kimisi harekete geçmeyi planlamakta, kimisi de bu fikirden uzak kalmayı düşünmektedir (Stanić, 2018).



Şekil 1. Panel İmalatı Kaynak Otomasyonu (PEMA, n.d.).

Gemi inşa süreci, genel hatları ile bir montaj endüstrisi olarak düşünülebilir. Bu açıdan bakıldığında otomasyon ve/ya da robot kullanımının sektörde payının artırılması, verimlilik ve üretim hacmi üzerinde kayda değer bir yükselme sağlayacağı kolaylıkla öngörülebilir. Gemilerin genellikle kendi isterlerine göre

tasarlandıkları düşünülürse dizayn ve üretim dokümanlarının oluşturulmasında otomasyonun öncelikli olmadığı düşünülebilir. Bununla beraber markalama, sac-profil kesme ve konumlandırma, panel imalatı (Şekil 1), blok parçaları kaynaklı birleştirme işlemleri, boru ön imalatı, raspa, boya ve koruyucu kaplama, taşıma, boyut kontrolü ve muayeneleri; otomasyon ve robot kullanımının gemi inşasında esas uygulama alanlarıdır. 2000 yılından günümüze kadar olan dönemde gemi inşası için teknolojik gelişim seviyesi için; tümüyle yenilenmiş, 3000 tona kadar varabilen ultra blokların imal edilebildiği, 800 ton üzerinde kapasitesi olan Goliath kreynerin kullanıldığı, en azından kaynak süreçlerinin otomatize edildiği seviye öngörülmüş olmasına rağmen bu aşamaya küresel olarak pek az tersane ulaşabilmiştir (Pachura, 2011).

3. Gemi İnşasında Karşılaşılabilecek İş Sağlığı ve Güvenliği Risk Faktörleri

Gemi inşası ve tamirinde tehlikeli faaliyet ve görevler için sağlık ve emniyet gereksinimleri; Uluslararası Çalışma Örgütü'nün (ILO) "Gemi İnşası ve Tamirinde İş Sağlığı ve Güvenliği Kodu" Uygulaması Madde 9'da detaylı bir şekilde verilmiştir (ILO, 2019). Bu kural setinde belirtilen ve gemi inşa sanayinde karşılaşılan kazalar ve hastalıkları genel olarak incelediğimizde ortaya çıkan tablo, tüm bu üzücü hadiselerin temelinde bilgisizlik, eğitimsizlik, dikkatsizlik, kişisel koruyucu donanımların kullanımı konusunda yeterli hassasiyetin gösterilmemesi bulunmaktadır. Gemi inşa projelerinde sürekli hissedilen zaman ve para kaygıları da hesaba katılınca durum daha vahim hale gelmektedir.

3.1. Havuzlar ve Havuzlama Operasyonları

Havuzla alma veya havuzdan çıkma, oldukça riskli faaliyetler barındırmaktadır. Bunlardan bazıları; kreynerin istenmeyen şekilde harekete geçmesi, havuzla su basılması esnasında dip ve borda valf ve dreynerlerinin operasyon dışı açılmasıdır. Uçucu sıvı taşıyan tankerlerin havuzla alınmadan önce uygun şekilde boşaltım, inertleme, temizleme ve havalandırma işlemlerine tabi tutulmaması büyük tehlike oluşturur. Havuzlanan teknenin topraklanmamasından kaynaklanan elektrik kaçakları, geminin yangın sisteminin sahile bağlanmaması, sahilden gemiye bağlanan geçici boru, hortum ve elektrik kablolarının merdiven, iskele veya benzeri tarafından desteklenmemesi ve kabloların iskele ve geçişlerden belli bir mesafeye konumlandırılmaması büyük tehlike arz etmektedir (ILO, 2019a).

3.2 Çelik Tekne İnşası

Blok inşası ve kızaküstü montaj esnasında pek çok kaza meydana gelmektedir. Blok, perde, kapı ve diğer devrilebilecek yapılara ait desteklerin izinsiz kaldırılması ile bu yapıların devrilmesi, burkulması veya çökmesi, dümen bosası, şaft braketi ve benzer yapıların montajı esnasında uygun destek teçhizat ve yapıların kullanılmaması, güverte altına monte edilen fittinglerin uygun şekilde sabitlenmemesi işçiler için büyük tehlike yaratabilir. İnşa ve montaj esnasında kullanılan teçhizatın günün sonunda açıkta bırakılması, profil eğme makinelerinde kilit düzeneğinin bulunmaması, kaynak yapılan parçaların uygun şekilde konumlandırılmaması ve sabitlenmemesi, sıcak işçilik esnasında oluşabilecek riskler, yük taşıyan yapısal elemanların kesme, delme gibi işlemler ile zayıflatılması, üretilen yapıların mapa ve jigler gibi kaldırma parçaları ile taşınması esnasında oluşabilecek kazalar tekne inşasında karşılaşılabilecek bazı risklerdir (ILO, 2019b).

3.3 Yüzey Hazırlık ve Koruma

Kimyasal ve toksik malzemelerden kaynaklı iş kazaları ve mesleki hastalıklara tersanelerde sıklıkla rastlanmaktadır. Yüzey temizleme işlemi sırasında kullanılan kimyasallardan kaynaklanan zehirlenmeler, yayılan buharın kişisel koruyucu donanımın olmaması neticesinde solunması ve vücuda temas etmesi, yangın riski, kimyasal boya ve koruyucuların cilde ve gözlere verebileceği zararlar, güç üniteleri ve basınçlı düzeneklerden kaynaklanabilecek kazalara sıklıkla rastlanmaktadır. Raspa işlemi, iş güvenliği açısından büyük risk teşkil etmektedir. Serbest silika içeren raspa kumunun tekrar kullanılması (kapalı sistemler hariç), bu kumun yanma ve patlama riski taşınması halinde atıkların birimesinin önlenmemesi, kumun solunması, raspa işleminde kullanılan hortum ve fittinglerin statik elektriği yalıtacak şekilde olmaması, hortumların uygun şekilde sabitlenmemesi bunlardan bazılarıdır. Raspa işlemlerini yapan personelin göğüs radyografisi dahil olmak üzere periyodik tıbbi muayeneye tabi olmaması ileride büyük mesleki hastalıklara sebep olabilmektedir (ILO, 2019c).

3.4 Boyama

Boya işlemleri, özünde dikkatsizlik, tedbirsizlik ve ihmali barındıran pek çok üzücü hadiseyi de beraberinde getirmektedir. Zehirli buharları solunması, göz hasarı, ciğer ve deride tahribat, solventlere uzun süreli maruziyetin yaratabileceği meslek hastalıkları bunlardan öne çıkanlarıdır. Yanıcı, parlayıcı ve zehirli boyaların taşıdığı riskler hakkında faaliyeti yapacak işçinin bilgilendirilmemesi, boya karıştırılan yerlerin yeterince havalandırılmaması, sigara içme, kıvılcım saçan cihazlar gibi riski kazaya dönüştürebilecek ihmaller ayrıca dikkati çekmektedir. Boya yapılan mahalde patlamaya dayanıklı donanımın kullanılmaması, uygun yangın söndürme gereçlerinin bulunmaması, spreyci boyama esnasında uygun nefes alma düzeneklerinin işçiye sağlanmaması, elektrik kablolarının ve yalıtımın uygun durumda olduğunun kontrolünü sağlayacak yetkin bir personel bulunmaması bunlardan bazılarıdır. Yanlışlıkla sızan veya damlayan boya ve diğer kaplama malzemesinin hemen temizlenmemesi, kullanılmadığı durumda bu malzemenin uygun şekilde depolanmaması ve iş bitiminde kaldırılmaması, boya, solvent ve tiner boş kutularının uygun şekilde uzaklaştırılmaması da boya işlemi kaynaklı kaza ve hastalık etmenlerine örnek verilebilir (ILO, 2019d).

3.5 Kaynak, Alevli Kesim, Sıcak İşçilik

Kaynağa maruz kalacak personelin uygun giysi, baret, gözlük, yüz ve göz koruyucu gibi gereçlere sahip olması gerekir. Kaynak, alevli kesim ve sıcak işçilik esnasında sıklıkla elektrik çarpmaları, radyasyon, kapalı mahallerde kaynak dumanı, ses ve titreşim kaynaklı kaza ve hastalıklara rastlanmaktadır. Özellikle kaynak dumanının uzaklaştırılması için uygun havalandırma sistemlerinin bulunmaması büyük risk oluşturmaktadır. Yangına karşı gerekli önlemler bulunmaması (yangın söndürücüler ve yapısal önlemler), kaynağın yapıldığı zeminde su birikintileri oluşması, cürufun ve fazla metalin temizlenmesi esnasında işçilerin uygun kişisel koruyucu donanımın kullanılmaması, kaynak ya da sıcak işçilik yapılacak mahallerde patlayıcı gaz bulunmadığına dair kontrollerin yapılmaması diğer unsurlarıdır. Oksi asetilen kaynak yapılırken basıncın uygun şekilde ayarlanmaması ve silindir, manifold, hortum ve kaynak meşalelerinden kaynaklanan hususlara dikkat edilmelidir. Elektrik ark kaynağında çarpılma kaynaklı kazalar, hasarlı kablolar ve deforme elektrotlar, yalıtım kaynaklı kazalar, ıslak zeminde kaynak yapılmaya çalışılması, elektrot tutucunun kullanılmadığı zamanlarda ortada bırakılması öne çıkmaktadır. Gaz elektrot kaynağında en

önemli konu ultraviyole ışınlarının yayınıdır. Bunlar ileride önemli meslek hastalıklarına sebep olabilmektedir (ILO, 2019e).

3.6 Kazan Montaj ve Tamiri, Boru ve Makine Montajı

Kazanlar; yüksek basınçlı sıvı ve gaz içeriği sebebiyle montaj ve tamirleri esnasında ciddi kazalara sebep olabilmektedir. Emniyet valflerinin her zaman kolayca açılabilir durumda olmaması, işçilerin sıcak su ile haşlanması, kazandan çıkan sıcak buhar, su, yağ ve diğer muhteviyat ile temas, kapama valflerinin yetkisiz kişilerce dikkatsizce açılması, kazan ile çalışan işçi bulunduğu süreli uyarıcı alarmın bulunmaması diğer önemli hususlardır. Boru valf, fitting ve boru kesiti ile çalışırken yeterli yalıtımın yapılmaması, sıcak buhar, su, yağ ve diğer muhteviyatın kaçıması ayrıca dikkate alınmalıdır. Tahrik makineleri ile çalışırken bu makinelerin kaza ile çalışmasını önlemek için gerekli düzeneklerin bulunmaması ve bunların yetkisiz şekilde devre dışı bırakılması, güverte ırgatları ile çalışırken zincir durdurucularında yaşanacak işlev bozuklukları iş güvenliği açısından tehlike arz etmektedir (ILO, 2019f).

4. Endüstri 4.0'ın İSG Üzerine Potansiyel Etkileri

4.1. İnsan-Makine Etkileşimi

Dördüncü Sanayi Devrimi ile robotlar ile insanların daha yakın işbirliği öngörülmektedir. Mekatronik teknolojisinde yaşanan ilerlemelere dayanarak üretim robotlarının operatör ile temas ettiği anda durması ya da emniyet moduna girmesi böylece işçinin hayatını tehlikeye atmayacağı düşünülebilmektedir ancak robotun sivri ya da delici bir gereç ile donatıldığı durumlarda işçiye zarar verebilme potansiyeli yüksektir. İnsan ve makinenin daha yakın ilişkiler kurarak çalışması eskiden kabul edilebilir bir yaklaşım olmadığı değerlendirilmekte olup gerekli güvenli çalışma ortamının yaratılması ve antroposentrik yani insan merkezli makine insan etkileşiminin sağlanması ve gerekli standartların sağlanması ile bu mümkün görünmektedir. Bu standartların uygulanması için insan ile makinelerin birlikte çalıştığı birimlerin sınırlarının belirlenmesi, bölgelere ayrılması (sadece robot çalışma bölgesi, sadece insan çalışma bölgesi, insan-makine ortak çalışma bölgesi, iş birliği yapılmayan makine çalışma sahası), bu bölgelerin denetlenmesi ve kontrol edilmesini sağlayan optik bariyerler, yapısal ve emniyet birimleri önlemleri tanımlanması gerekmektedir. Belirtilen her bir bölge, optik bariyerler, emniyet önlemleri ve çalışma birimleri için genel olarak standartlar (ISO 10218-1, 12100, 14120, 13854, 13857, 13839-1, 14118, 13855; IEC 62046, 62046; ISO TS 15066 gibi) ile tasarlanmaktadır (Gualtlen, 2018).

Otonom robotlar gibi ileri üretim yöntemlerinin neden olabileceği yeni kazalara konvansiyonel risk analizi yöntemlerinin yeterli şekilde cevap verebilmesi olası görünmemektedir. Hali hazırda çeşitli standartlar tarafından çerçevesi çizildiği üzere otonom karar verme kapasitesine sahip robotların işlerini yaparken iş kazası risklerini belli tolere edilebilir bir seviyede tutacak şekilde programlanması gerekecektir. İnsanlar ile işbirliği yapan robotların işçi yaralanmaları ve ölümlerine sebep olabilecek durumlar konusunda bilinçli olması ve etrafında çalışan insanların güvenliğini ön planda tutması gerekecektir. Nesnelerin İnterneti ve büyük veri analizi ile fabrikada dönen bilgi akışından iş sağlığı ve güvenliği kapsamında yararlanılması faydalı olacaktır. Bilgi geçmişi ve mevcut bilginin harmanlanması ile otonom, hızlı ve gerçek zamanlı karar verme süreçleri bu konuda büyük umut vaat etmektedir. Kablosuz iletişim ve izlemenin kazaların önlenmesi konusunda önemli bir yardımcı olacağı öngörülmektedir (Badri et al., 2018).

4.2. Giyilebilir Akıllı Cihazlar

Giyilebilir akıllı cihazlar; özellikle ölümcül olmayan iş kazalarının önlenmesinde yükselen bir eğilim olarak karşımıza çıkmaktadır. Herhangi bir mavi yaka işçinin; onu izleyen iş yeri hekimi, iş güvenlik uzmanı, yönetici ya da kendi meslektaşlarına bilgi sağlayan, birbirine nesnelerin interneti ve yapay zeka ile bağlanmış sensörler ve akıllı cihazlar ile donatılmış kıyafetleri giymesi, bu cihazların veri bulutuna bilgi sağlaması hayati önem taşıyacak bir teknolojinin kapısını açmaktadır. Bu kıyafetler; akıllı t-shirt, saat, baret, ayakkabı ya da gözlük olabilir. Bu yeni teknoloji, “bağlanmış işçi (connected worker)” terimini yaşantımıza sokmaktadır (Khan, 2018).

Düşme durumlarının tespitinde akıllı telefonların kullanılması, sahip oldukları ivmeölçerler sayesinde oldukça pratik bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. Fiziksel etmenlere (titreşim, ses, ışık, ısı gibi) maruziyetin tespit ve takip edilmesinde yine akıllı telefonlar ve sensörlerin kullanımı büyük önem taşımaktadır. Hidrokarbon, asit, nem gibi toksik maddelere maruz kalmanın engellenmesinde giyilebilir sensörlü cihazlar işçi sağlığının korunması ve iş kazalarının önlenmesinde yine büyük bir destek olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu sensörler ve giyilebilir akıllı cihazlar sadece izleyen personele ve buluta veri akışı sağlamakla kalmamakta aynı zamanda alarm vererek işçiyi uarmaktadır. Duruş bozukluklarının takibi ve buna bağlı olarak gelişebilen hastalıkların önlenmesinde bu sensörlerin payı oldukça büyüktür (Pavon, 2018).

Özellikle ağır sanayide ve fabrikalarda, işçiler sıklıkla yoğun kas gücü gerektiren kaldırma gibi faaliyetleri gerçekleştirmek durumunda kalmaktadırlar. Bu esnada kas ve iskelet sistemlerine önemli derecede yük binmekte, onlarda iş kaynaklı kas-iskelet sistemi bozuklukları oluşmasına sebep olmaktadır. Bu bozuklukların sensörler tarafından takip edilmesi, işçinin vücuduna tehlikeli ölçüde yük binme durumunun büyük veri analizi tarafından değerlendirilmesi ve işçinin çalışma kolaylığını ve pozisyonlarını bozmayacak robotlar tarafından manuel ağır çabalar esnasında desteklenmesi, giyilebilir akıllı cihazlara ve robot-insan etkileşimine verilebilecek güzel örneklerdendir (Ranavolo, 2018).

4.3. İzleme

İş yerine konulan gerçek zamanlı çoklu kamera ve olay tespit sistemi ile donatılan iş güvenliği mimarisinde, gerçekleşen olayın türü ve ciddiyeti konusunda kontrol istasyonuna bilgi verilir ve alarm verilerek anında müdahale mümkün kılınır. Kaza geçmişinin büyük veriye iletilmesi ve bu olayların istatistiksel olarak değerlendirilmesi ile olayların risk şiddeti gerçekleşmeden değerlendirilebilir. Tespit sistemi görsel ya da görsel olmayan ivme ölçerlerden oluşabilir. Bu sistemde hareketli bileşenler tespit ve takip edilir, ivmeölçerler ile düşme vakalarının ciddiyeti hızlı bir şekilde değerlendirilerek müdahale belirlenir, çarpışan cisimler ve kişilerin hızları değerlendirilerek yine yardım ulaştırılır. Tüm bu veriler büyük veri analizi ile değerlendirilir ve gelecek vakalar için kullanılır (Triantafyllou, 2018).

4.4. İletişim

Özellikle gemi inşası gibi çok tehlikeli sanayi kollarında iletişim; verimlilik ve güvenlik açısından hayati öneme sahiptir. Günümüzde beşinci nesil kablosuz bağlantı oldukça etkin ve kapsamlı olmasına karşı gemi inşa blokları ve geniş kapalı alanlar gibi unsurlar sebebiyle gemi inşasında pek kullanışlı olmamaktadır. Güç kablosu bağlantısı (PLC) yöntemi gibi mevcut güç kablolarının telefon gibi kullanılması teknolojisi tümleşik

ve kesintisiz veri alışverişinin sağlanması amacıyla benimseyen Endüstri 4.0'ın oldukça etkin bir aracı olacaktır. İşçi sağlığını etkileyebilecek herhangi bir durumun hızlı bir şekilde ilgili kişilere her yerden bildirilmesini de mümkün kılacağı için iş sağlığı ve güvenliğinde yeni bir çığır açacaktır (Huh, 2018).

4.5. Eğitim

Güvenlik brifingleri ve güvenlik tatbikatları döngüsü ile iyileştirilmeye çalışılan iş sağlığı ve güvenliği uygulamalarının, Endüstri 4.0 prensiplerinin üretimde uygulanmaya başlaması ile dijital ortamda geliştirilmesi planlanmaktadır. Dijitalleşen üretimin verimlilik üzerine getirilerinden yararlanmak isteyen bir paydaşın iş güvenliği konusunda da dijital atılımlarda bulunması gerekmektedir. İş yerinde teorik uygulamalar ile belirlenen prosedürlerin çeşitli sistemlerden (sanal gerçeklik gözlüğü, yapay zeka ile oluşturulan senaryolar, akıllı cihazlar ve sensörler) faydalanılarak kurulan oyunlar üzerine tatbik edilmesi ve işçilere bu şekilde eğitimler verilmesi, sonuçların kaydedilerek büyük veriye aktarılması gibi yöntemler, daha güvenli bir çalışma ortamı oluşturacaktır (Gironimo, 2018).

4.6. Dijitalleşmenin İşçi Sağlığına Olumsuz Etkileri

Üretim ve verimlilik üzerine olumlu etkileri yanı sıra dijitalleşmenin işçiler özellikle kadın, genç, göçmen ya da engelli çalışanlar üzerinde olumsuz yansıması da söz konusudur. Bu işçi grupları yoğun şekilde dijitalleşmiş üretimden psikososyal ve fiziksel olarak etkileneceklerdir. Büyük veri, nesnelere interneti, sürekli izleme ve sensörlü saatler gibi akıllı cihazlar ile sıkıca gözetlenerek denetlenen işçi grupları üzerinde yoğun stres ve aşırı çalışma kaynaklı psikolojik problemler oluşacağı öngörülmektedir. Her hareketinin dijital olarak gözetlendiği ve dijital zorbalığa maruz kaldığını hissedilen çalışanın bir nevi şiddet göreceği ve bu durumun da bazı zihinsel rahatsızlıklara sebep olacağı varsayılmaktadır. Her ne kadar eskiden yapılan ağır ve pis işlerin robotlar tarafından devralınması olumlu görünse de işlerinin alınması ve kendilerine yeni eğitimler ve sorumluluklar tanımlanması işçileri bir nevi depresyona sürükleyecektir (Moore, 2018).

5. Değerlendirme ve Sonuç

Yukarıda anlatılan gemi inşasında karşılaşılabilecek iş sağlığı ve güvenliği ile ilgili tehlikeler ve riskler, ve bu tehlikeleri bertaraf etmek için verilen önlemlerin bir karşılaştırılması yapılmıştır. Tersanelerde tehlike ve risklere karşılık gelen en uygun önlemler Tablo 1- Tablo 6'da sunulmuştur. Tablo 1'de havuzlar ve havuzlama operasyonları; Tablo 2'de çelik tekne inşası; Tablo 3'de yüzey hazırlama; Tablo 4'de boya; Tablo 5'te kazan montaj ve tamiri, boru ve makine montajı esnasında karşılaşılabilecek riskler ve Tablo 6'da kaynak, alevli kesim ve sıcak işçilik değerlendirilmiştir. Bu tablolarda; "İnsan-Makine Etkileşimi", "Giyilebilir Akıllı Cihazlar", "İzleme" "İletişim" ve "Eğitim" kolonları; her tabloda belirtilen operasyonlarda karşılaşılabilecek muhtemel iş sağlığı ve güvenliği risklerine çözüm olarak önerilmiştir. "Dijital Zorbalık" kolonu ise, risklere sunulan dijital çözümlerin adeta muhtemel yan etkisi olan işçi psikolojisine olumsuz etkilerini göstermektedir.

Dördüncü Sanayi Devrimi ya da Endüstri 4.0; otonom karar verebilen siber-fiziksel sistemler, nesnelere interneti, yapay zeka, üç boyutlu yazıcılar, büyük veri, yüksek insan-makine entegrasyonu gibi kavramlar ve bunların tümeleşik kullanımı ile akıllı fabrika idealinin gerçekleştirilmesi amacı ile tanımlandığı günden bu yana, önceki sanayi devrimleri gibi üretimin çehresini büyük ölçüde değiştirme potansiyeli olduğunu iş

dünyası, akademik ve politik çevrelere hissettirmektedir. Tıpkı selefleri gibi sadece verimlilik ve karlılık konularında değil, küresel olarak insan topluluklarını sosyo-ekonomik olarak da değiştireceği, toplumu yeniden yapılandıracağı da oldukça öngörülebilir bir gerçektir.

Gemi inşası; pek çok bileşenden oluşan büyük hacimli ürünleri, karmaşık ürün değer zinciri, çok sayıda paydaşı, belirli mialara yetiştirme yarışı ile oldukça tehlikeli bir sanayi kolu olarak kabul edilir. Sürekli olarak iş kazası ve meslek hastalığı ile karşılaşılabilen gemi inşası da diğer endüstri kolları gibi bu yeni üretim felsefesini oldukça yakından takip etmektedir. Akıllı fabrika idealine benzer şekilde Akıllı Tersane fikrinin hayata geçirilebilmesi için pek çok çalışma yürütülmektedir.

Her ne kadar üretimde makineleşmenin, insan ve iş gücü üzerinde yıkıcı etkileri olabileceği düşünülse ve bu konu üzerinden sayısız çalışma yürütülse de sektörde karşılaşılan iş kazaları ve meslek hastalıklarına Endüstri 4.0 ile önemi artan insan-makine etkileşimi, giyilebilir akıllı cihazlar, izleme, iletişim, eğitim gibi kavramlarla büyük iyileştirmeler getireceği dikkate alınmalıdır. Bu çalışmada değerlendirildiği üzere, özellikle eğitim amacıyla oluşturulan sanal benzetimler ve giyilebilir akıllı cihazlar, tersanelerde iş sağlığı ve güvenliğini tehlikeye atabilecek risklerin bertaraf edilmesi konusunda büyük fayda sağlayacağı açıktır. İş güvenliği adına sanal olarak sürekli izlenmenin işçi üzerinde yaratacağı dijital zorbalık ve iş güvensizliğinin etkileri de göz ardı edilmemelidir.

Tablo 1. Havuzlar ve Havuzlama Operasyonları Esnasında Karşılaşılabilecek Riskler

| Risk Faktörleri | İnsan-Makine Etkileşimi | Giyilebilir Akıllı Cihazlar | İzleme | İletişim | Eğitim | Dijital Zorbalık |
|---|-------------------------|-----------------------------|--------|----------|--------|------------------|
| Kreyinlerin istenmeyen şekilde harekete geçmesi | X | | X | | X | |
| Havuz su basılması esnasında dip ve borda valf ve dreynlerinin operasyon dışı açılması | | | X | | X | |
| Tankların boşaltım, inertleme, temizleme ve havalandırma işlemleri esnasında karşılaşılabilecek kazalar | | X | X | X | X | |
| Havuzlanan teknenin topraklanmamasından kaynaklanan elektrik kaçakları | | X | | | X | |
| Geminin yangın sisteminin sahile bağlanmaması | | | X | | X | |
| Sahilden gemiye bağlanan geçici boru, hortum ve elektrik kabloları kaynaklı kazalar | | | X | | X | |

Tablo 2. Tekne İnşası Esnasında Karşılaşılabilecek Riskler.

| Risk Faktörleri | İnsan-Makine Etkileşimi | Giyilebilir Akıllı Cihazlar | İzleme | İletişim | Eğitim | Dijital Zorbalık |
|--|-------------------------|-----------------------------|--------|----------|--------|------------------|
| Bloklara, perde, kapı ve diğer devrilebilecek yapılara ait desteklerin izinsiz kaldırılması | | | X | | X | |
| Dümen bosası, şaft braketi ve benzer yapıların montajı esnasında karşılaşılabilecek kazalar | X | | X | | X | |
| Güverte altına monte edilen fittinglerin uygun şekilde sabitlenmemesi | | | X | | X | |
| İnşa ve montaj esnasında kullanılan donanımın açıkta bırakılması | | | X | | X | X |
| Profil eğme makinelerinde kilit düzeneği kaynaklı kazalar | X | | X | | | |
| Kaynak yapılan parçaların uygun şekilde konumlandırılmaması ve sabitlenmemesi | | | X | | X | |
| Yük taşıyan yapısal elemanların kesme, delme gibi işlemler ile zayıflatılması | | | X | | X | |
| Üretilen yapıların mapa ve jigler gibi kaldırma parçaları ile taşınması esnasında oluşabilecek kazalar | X | | X | | X | |

Tablo 3. Yüzey Hazırlık ve Koruma Esnasında Karşılaşılabilecek Riskler.

| Risk Faktörleri | İnsan-Makine Etkileşimi | Giyilebilir Akıllı Cihazlar | İzleme | İletişim | Eğitim | Dijital Zorbalık |
|---|-------------------------|-----------------------------|--------|----------|--------|------------------|
| Yüzey temizleme işlemi sırasında kullanılan kimyasallardan kaynaklanan zehirlenmeler | | X | | | X | |
| Zehirli malzemelerin içerdiği yangın riski | | | X | | X | |
| Kimyasal boya ve koruyucuların cilde ve gözlere verebileceği zararlar | | X | | | X | |
| Güç üniteleri ve basınçlı düzeneklerden kaynaklanabilecek kazalar | | | | | X | |
| Raspa kumunun tekrar kullanılması | | | X | | X | |
| Raspa kumunun yanma ve patlama riski taşınması halinde atıkların birikmesi | | | X | | X | |
| Raspa işleminde kullanılan hortum ve fittinglerin statik elektriği yalıtacak şekilde olmaması | | | | | X | |
| Raspa hortumlarının uygun şekilde sabitlenmemesi | | | X | | X | |
| Raspa işlemlerini yapan personelin periyodik tıbbi muayeneye tabi olmaması | | | X | | | |

Tablo 4. Boyama Esnasında Karşılaşılabilecek Riskler.

| Risk Faktörleri | İnsan-Makine Etkileşimi | Giyilebilir Akıllı Cihazlar | İzleme | İletişim | Eğitim | Dijital Zorbalık |
|--|-------------------------|-----------------------------|--------|----------|--------|------------------|
| Zehirli buhara maruziyetin yaratabileceği meslek hastalıkları | | X | X | | X | |
| Boya karıştırılan yerlerin yeterince havalandırılmaması | | X | X | | | |
| Sigara içme, kıvılcım saçan cihazlar gibi riski kazaya dönüştürebilecek ihmaller | | | X | | X | X |
| Boya yapılan mahalde patlamaya dayanıklı donanımın kullanılmaması | | | X | | X | |
| Uygun yangın söndürme donanımın bulunmaması | | | X | | X | |
| Sprey boyama esnasında oluşabilecek hastalıklar | | X | | | | |
| Elektrik kablolarının ve yalıtımının uygun durumda olmaması | | | X | | | |
| Yanlışlıkla sızan veya damlayan boya ve diğer kaplama malzemesinin hemen temizlenmemesi | | | X | | X | X |
| Kullanılmadığı durumda boya malzeme ve teçhizatının uygun şekilde depolanmaması ve iş bitiminde kaldırılmaması | | | X | | X | X |
| Boya, solvent ve tiner boş kutuları kaynaklı kazalar | | | X | | X | X |

Tablo 5. Kazan Montaj ve Tamiri, Boru ve Makine Montajı Esnasında Karşılaşılabilecek Riskler.

| Risk Faktörleri | İnsan-Makine Etkileşimi | Giyilebilir Akıllı Cihazlar | İzleme | İletişim | Eğitim | Dijital Zorbalık |
|--|-------------------------|-----------------------------|--------|----------|--------|------------------|
| Kazan emniyet valflerinin her zaman kolayca açılabilir durumda olmaması | | | X | | | |
| İşçilerin sıcak su ile haşlanması, kazandan çıkan sıcak buhar, su, yağ ve diğer muhteviyat ile teması | | X | X | | X | |
| İzolasyon ve kapama valflerinin yetkisiz kişilerce dikkatsizce açılması | | | X | | X | X |
| Kazan ile çalışan işçi bulunduğu ortaya çıkan iş kazaları | | | X | | X | |
| Valflerin yetkisiz şekilde açılıp kapanması esnasında sıcak buhar, su, yağ ve diğer muhteviyatın kaçıışı sebebiyle kazalar | | X | X | | X | |
| Tahrik makinelerinin kazara çalışması kaynaklı kazalar | X | | X | | | |
| Güverte ırgatları ile çalışırken zincir durdurucularında yaşanacak işlev bozuklukları | X | | X | | | |

Tablo 6. Kaynak, Alevli Kesim, Sıcak İşçilik Esnasında Karşılaşılabilecek Riskler.

| Risk Faktörleri | İnsan-Makine Etkileşimi | Giyilebilir Akıllı Cihazlar | İzleme | İletişim | Eğitim | Dijital Zorbalık |
|---|-------------------------|-----------------------------|--------|----------|--------|------------------|
| Elektrik çarpmaları | | X | X | | X | |
| Radyasyon, kapalı mahallerde kaynak dumanı, ses ve titreşim kaza ve hastalıkları | | X | X | | | |
| Havalandırma kaynaklı iş kazaları ve meslek hastalıkları | | X | X | | X | |
| Yangına karşı uygun önlemler bulunmaması (yangın söndürücüler ve yapısal önlemler) | | | X | | X | |
| Kaynağın yapıldığı zeminde su birikintileri oluşması | | | X | | X | |
| Kaynak ya da sıcak işçilik yapılacak mahallerde patlayıcı gaz bulunmadığına dair kontrollerin yapılmaması | | | X | | X | |
| Silindir, manifold, hortum ve kaynak meşalelerinden kaynaklanan riskler | | | X | | X | |
| Elektrik ark kaynağında çarpılma ve yalıtım kaynaklı kazalar, hasarlı kablolar ve deforme elektrotlar | | X | X | | X | |
| Elektrik ark kaynağında ıslak zeminde kaynak yapılması | | | X | | X | |
| Elektrot tutucunun kullanılmadığı zamanlarda ortada bırakılması | | | X | | X | X |

6. Kaynaklar

Alli, O. B., (2008). *Fundamental Principles of Occupational Health and Safety*, Second Edition, International Labor Office, Geneva.

https://www.ilo.org/wcmsp5/groups/public/@dgreports/@dcomm/@publ/documents/publication/wcms_093550.pdf

Ang, J. H., Goh, C., Li Y., (2016a). Smart Design for Ships in a Smart Product Through-Life and Industry 4.0 Environment, Fig.1, *Economic Development Board (EDB) of Singapore and Sembcorp Marine Ltd. under Industrial Postgraduate Programme (IPP) grant no: COY-15-IPP/140002.*

<http://eprints.gla.ac.uk/118544/1/188544.pdf>

Ang, J. H., Goh, C., Li Y., (2016b). Smart Design for Ships in a Smart Product Through-Life and Industry 4.0 Environment, pp.2-3, *Economic Development Board (EDB) of Singapore and Sembcorp Marine Ltd. under Industrial Postgraduate Programme (IPP) grant no: COY-15-IPP/140002.*

<http://eprints.gla.ac.uk/118544/1/188544.pdf>

Badri, A., et al (2018). Occupational Health and Safety in the Industry 4.0 Era: A cause for major concern?, *Elsevier, Industrial Engineering Department, School of Engineering, Université du Québec à Trois-Rivières*.
https://www.researchgate.net/publication/326127147_Occupational_health_and_safety_in_the_industry_40_era_A_cause_for_major_concern

Gironimo, G., et al (2018). Interactive Tools for Safety 4.0: Virtual Ergonomics and Serious Games in Tower Automotive, *Congress of the International Ergonomics Association, IEA 2018, Springer*.
https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-96077-7_28

Gualtlen, L., et al (2018). Application of Axiomatic Design for the Design of a Safe Collaborative Human-Robot Assembly Workplace, *Faculty of Science and Technology, Free University of Bozen-Bolzano, Bolzano, MATEC Web of Conferences*.
https://www.mateconferences.org/articles/mateconf/abs/2018/82/mateconf_icad2018_01003/mateconf_icad2018_01003.html

Huh, J., et al (2018). Design of a Shipboard Outside Communication Network and Its Tested Using PLC: For Safety Management during the Ship Building Process, *Department of Software, Catholic University of Pusan, MDPI*.
https://www.researchgate.net/publication/325510466_Design_of_a_Shipboard_Outside_Communication_Network_and_Its_Testbed_Using_PLC_For_Safety_Management_during_the_Ship_Building_Process

ILO Code of Practice Safety and Health in Shipbuilding and Ship Repair (2019), *International Labour Organization (ILO) Revised Edition*.
https://www.ilo.org/sector/Resources/publications/WCMS_618575/lang--en/index.htm

ILO Code of Practice Safety and Health in Shipbuilding and Ship Repair (2019a) Item 9.1 Docks and docking operations, *International Labour Organization (ILO) Revised Edition*.
https://www.ilo.org/sector/Resources/publications/WCMS_618575/lang--en/index.htm

ILO Code of Practice Safety and Health in Shipbuilding and Ship Repair (2019b) Item 9.2 Hull construction, *International Labour Organization (ILO) Revised Edition*.
https://www.ilo.org/sector/Resources/publications/WCMS_618575/lang--en/index.htm

ILO Code of Practice Safety and Health in Shipbuilding and Ship Repair (2019c) Item 9.3 Surface preparation and preservation, *International Labour Organization (ILO) Revised Edition*.
https://www.ilo.org/sector/Resources/publications/WCMS_618575/lang--en/index.htm

ILO Code of Practice Safety and Health in Shipbuilding and Ship Repair (2019d) Item 9.4 Painting, *International Labour Organization (ILO) Revised Edition*.
https://www.ilo.org/sector/Resources/publications/WCMS_618575/lang--en/index.htm

ILO Code of Practice Safety and Health in Shipbuilding and Ship Repair (2019e) Item 9.5 Welding, *International Labour Organization (ILO) Revised Edition*.
https://www.ilo.org/sector/Resources/publications/WCMS_618575/lang--en/index.htm

ILO Code of Practice Safety and Health in Shipbuilding and Ship Repair (2019f) Item 9.6 Installation or repair of boilers, piping and ship machinery, *International Labour Organization (ILO) Revised Edition*.
https://www.ilo.org/sector/Resources/publications/WCMS_618575/lang--en/index.htm

Khan, A. R., (2018). Feasibility Analysis of AI based Wearable Data-driven Solution for Safety and Health in Sweden, Master Thesis, KTH Royal Institute of Technology.

<http://www.diva-portal.se/smash/get/diva2:1265394/FULLTEXT01.pdf>

Moore, V. P., (2018). The Threat of Physical and Psychosocial Violence and Harassment in Digitalized Work, *ACTRAV Bureau for Workers Activities*. https://www.ilo.org/wcmsp5/groups/public/---ed_dialogue/---actrav/documents/publication/wcms_617062.pdf

Pachura, P., (2011). The Economic Geography of Globalization, InTech, ISBN 978-953-307-502-0. https://www.researchgate.net/publication/5223095_Globalisation_Economic_Geography_and_the_Strategy_of_Multinational_Enterprises

Pavon, I., et al. (2018). Wearable Technology for Occupational Risk Assessment Potential Avenues for Applications, Universidad Politecnica de Madrid.

https://www.researchgate.net/publication/324151695_Wearable_technology_for_occupational_risk_assessment_Potential_avenues_for_applications

PEMA Welding Automation (n.d.) Customer Stories: Seaspan's Vancouver Shipyard Selects PEMA Welding Automation Solutions, <https://pemamek.com/case/seaspans-vancouver-shipyard-selects-pema-welding-automation-solutions/>

Ranavolo, A., et al (2018). Wearable Monitoring Devices for Biomechanical Risk Assessment at Work: Current Status and Future Challenges—A Systematic Review, *International Journal of Environmental Research and Public Health, Department of Occupational and Environmental Medicine, Epidemiology and Hygiene*. <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/30217079>

Standing, G., (2017). *Prekarya - Yeni Tehlikeli Sınıf*, 4. Baskı, İletişim Yayınları, İstanbul.

Stanić, V., Hadjina, M., Fafandjel, N., Matulja, T. (2018). Toward Shipbuilding 4.0 - An Industry 4.0 Changing the Face of The Shipbuilding Industry, *UDC 629.5.081 Review paper*. https://www.researchgate.net/publication/325715397_Toward_shipbuilding_40-an_industry_40_changing_the_face_of_the_shipbuilding_industry

Triantafyllou, D., et al (2018). A Real-Time, Multi-Space Incident Detection System for Indoor Environments, *Information Technology Institute*. <http://www.satisfactory-project.eu/satisfactory/wp-content/uploads/2017/12/A-Real-Time-Incident-Detection-System-Indoor-Environments.pdf>

Gemi Direncinin Telfer Yöntemi ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile İncelenmesi

Uğur Can ¹, Şakir Bal ²

ugurcan@yildiz.edu.tr¹, sbal@itu.edu.tr²

¹Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye

²Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye

ÖZET

Gemi direnci hesaplamalarında çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Kullanılan başlıca yöntemler Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) uygulamaları, diğer sayısal yaklaşımlar, deneysel ve istatistiksel yöntemlerdir. Hesaplamalar, geminin farklı hızlarında ve tasarımla ilgili iyileştirmelerin yapılabilmesi için farklı operasyonel şartlarında gerçekleştirilebilir. Dolayısıyla hesaplama yönteminin sistematik ve çok tekrarlı bir biçimde uygulamaya müsait olması istenir. Bundan dolayı, HAD yöntemi yaygın şekilde uygulanmaktadır. HAD yöntemi ile gerçek gemiye ait toplam direncin hesaplanması bilgisayar teknolojilerinin ilerlemesi sayesinde mümkün olabilmektedir. Fakat günümüzde hala HAD ile gerçek gemi toplam direncinin hesaplanması, yüksek hesaplama gücü ve uzun zaman gerektirdiği için yaygın şekilde uygulanmaz. Genellikle model ölçeğinde toplam direnç hesaplamaları gerçekleştirilir ve ardından model ölçeğindeki sonuçlar ekstrapolasyon tekniği ile gemi ölçeğine taşınır. En yaygın olarak kullanılan ekstrapolasyon yöntemleri; International Towing Tank Conference (ITTC) 1957, Hughes-Prohaska ve ITTC 1978' dir. Bu üç yöntemin de ortak özelliği, toplam direnci bileşenlerine ayırmasıdır.

Gemi direnç hesaplamaları için çok önce geliştirilmiş bir başka yöntem ise Telfer GEOSIM (GEOmetrically SIMilar) yöntemidir. Telfer yöntemi ile geometrik ve kısmi dinamik benzerliğe sahip farklı ölçek oranlarındaki model gemiler için toplam direnç katsayıları elde edilir. Bütün modellerin Froude (Fr) sayıları aynı iken Reynolds (Re) sayıları farklıdır ve Reynolds sayısına karşılık, elde edilen toplam direnç katsayıları ile bir eğri oluşturulur. Ardından gerçek gemi direnci basit bir ekstrapolasyon yoluyla elde edilir. Telfer yöntemini diğer yöntemlerden ayıran en önemli özellik, toplam direnci bileşenlerine ayırma işlemi olmaksızın, toplam gemi direncinin hesaplanabiliyor olmasıdır. Gemi direnci için geliştirilen yöntemler arasında Telfer yönteminin daha hassas sonuçlar veren bir yöntem olduğu bilinmektedir. Ancak bu yöntem, farklı ölçeklerde model imalatına ve model deneyleri yapılmasına ihtiyaç duyduğundan deneysel olarak pahalı bir yöntem olmuştur. Bu çalışmada, toplam gemi direncinin, direnci bileşenlerine ayırmaksızın hassas bir şekilde hesaplanabildiği bir yöntemin elde edilmesi amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda Telfer GEOSIM yöntemi HAD yardımıyla uygulanmıştır. Hesaplamalar, gemi hidrodinamiği konusunda kullanılan referans tekne formlarından Duisburg Test Case (DTC) teknesi için yapılmıştır. HAD analizleri başlangıcında, ağdan bağımsızlık çalışması tek bir ölçek için gerçekleştirilmiş ve elde edilen çıktılar, diğer ölçeklere model boyları ile orantılı şekilde uygulanmıştır. Telfer yönteminde model deneylerinin yerini HAD analizleri almıştır. Ardından Telfer yöntemi modifiye edilerek, hassasiyeti arttırılmış ve daha efektif bir hale getirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Gemi Direnci, HAD, Telfer GEOSIM, Reynolds Benzerliği, Froude Benzerliği.

Makale geçmişi: Geliş 23/05/2019 – Kabul 24/06/2019

Investigation of Ship Resistance by Telfer's Method and Computational Fluid Dynamics

Uğur Can¹, Şakir Bal²

ugurcan@yildiz.edu.tr¹, sbal@itu.edu.tr²

¹Faculty of Naval Architecture and Maritime, Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey

²Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey

ABSTRACT

There are several methods for ship resistance calculations. Computational Fluid Dynamics (CFD) applications, other numerical methods, experimental and statistical methods are the mainly used methods. Resistance are calculated at different velocities and ship operation conditions to get an optimum hydrodynamic form. Therefore, the ship resistance calculation method should be suitable for a systematic and repetitive application. Due to these reasons, the CFD method is used widely for ship resistance calculations. It has been possible to calculate total resistance for ships with the developing computer technologies. However, calculation of total ship resistance with CFD still requires high calculation capacity and long calculation times. Generally, ship resistance calculations with CFD are performed at model scale. Model resistance is then extrapolated to full ship scale. International Towing Tank Conference (ITTC) 1957, Hughes-Prohaska and ITTC 1978 are the most common extrapolation techniques.

Telfer's GEOSIM (GEOmetrically SIMilar) method developed in the distant past is another technique for ship resistance problems. Total resistance coefficients of hulls are computed at different scale ratios. These models have geometric and kinematic (Froude) similarities. Non-dimensional resistance coefficients are then plotted against Reynolds numbers. After that the ship resistance at full scale is computed by a simple extrapolation technique. Unlike other methods, in the Telfer method, total ship resistance is not separated into its components. It is known that the Telfer method is a very successful method to predict the ship resistance. However, this method is expensive in experimental studies as it requires different scaled models to be produced and multiple model tests. In this study, resistance values have been calculated for a benchmark hull geometry, Duisburg Test Case (DTC) which is commonly used in computational ship hydrodynamics studies. In the beginning of CFD analyses, mesh independence studies were conducted for one single scale and the output was applied to the other scales in proportion with the model lengths. It is aimed to calculate total ship resistance accurately without separating it to its components. CFD computations are made on six different scaled models and total resistance coefficients are obtained for these models. In "Tefler Method" model tests are replaced by CFD analyses. Then the Tefler method is modified to enhance the accuracy.

Keywords: Ship Resistance, CFD, Telfer GEOSIM, Reynolds Similarity, Froude Similarity.

Article history: Received 23/05/2019 – Accepted 24/06/2019

Sembol ve Kısaltma Listesi

| | |
|------------|--------------------------------------|
| B | Gemi genişliği |
| C_F | Sürtünme direnci katsayısı |
| C_T | Toplam direnç katsayısı |
| DTC | Dusiburg Test Case |
| Fr | Froude sayısı |
| GEOSIM | GEOmetrically SIMilar |
| HAD | Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği |
| ITTC | International Towing Tank Conference |
| k | Form faktörü |
| L | Gemi boyu |
| Re | Reynolds sayısı |
| T | Gemi draftı |
| U | Akış hızı |
| V | Gemi hızı |
| ρ | Akışkanın yoğunluğu |
| μ | Akışkanın dinamik viskozitesi |
| ϵ | Türbülans disipasyon oranı |
| Δt | Zaman adımı |

1. Giriş

Bir gemiye ait toplam direnç, gemi henüz inşa edilmeden hassas bir şekilde bilinmelidir. Çünkü, gemi toplam direnci, istenen seyir hızı için gerekli olan ana makine gücü ve yakıt tüketimini doğrudan belirleyen ana faktördür. Ayrıca, gemi toplam direncini daha önceden belirlenmiş olan tasarım kriterleri doğrultusunda asgari seviyede tutmak oldukça önemlidir. Zira bu durum inşa ve işletme maliyetlerinin lüzumsuz bir şekilde artmasına engel olacaktır.

Gemi toplam direnci ve direnç bileşenlerinin hesabı için çeşitli yöntemler mevcuttur. HAD, panel yöntemleri, diğer sayısal teknikler, model deneyleri, ampirik ve istatistiksel yaklaşımlar toplam direncin hesaplanmasında kullanılan belli başlı yöntemlerdir (Çelik, 2014; Yılmaz, 2011; Aydın, 2018). Gemi direnci, dalga direnci ve serbest yüzey deformasyonu üzerine yapılan çalışmalarda, HAD yöntemi ile potansiyel teorisinin uyumlu sonuçlar verdiği literatürde yer alan çalışmalarla görülmüştür (Larsson, 2010). Bal (2008)' deki çalışma ile potansiyel teoriye dayanan bir yöntem ile serbest su yüzeyi altında ilerleyen bir cisimden ötürü oluşan serbest yüzey deformasyonu ve dalga direnci incelenmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar, deneysel sonuçlar ile yüksek seviyede uyum göstermektedir. Uslu ve Bal (2008) yaptıkları çalışmada serbest yüzey etkisi altında olan iki ve üç boyutlu cisimler için potansiyel teori temelli bir yöntem ile dalga direnci hesaplamaları gerçekleştirmişler ve serbest yüzey deformasyonlarını incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlar yöntemin başarılı olduğunu göstermiştir. Kınacı ve diğ. (2016) HAD yöntemi ile dalga direncinin incelendikleri bir çalışma gerçekleştirmişlerdir ve bu çalışmada elde edilen sonuçların potansiyel teori ile de uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür. Doğrul (2015) ise doktora tez çalışmasında, serbest yüzey deformasyonunu sınır elemanları ve HAD yöntemleriyle incelemiş ve sonuçların uyumunu göstermiştir. Holtrop (1984) çalışmasında ise istatistiksel bir direnç hesaplama yöntemi sunulmuştur.

Telfer 1920'lerde toplam direnç üzerinden bir ekstrapolasyon yöntemi önermiştir (Telfer, 1927, 1928, 1951). Bu yöntem, geometrik benzer kelimelerinin kısaltması olan « GEOSIM » ismiyle anılmaktadır. Bu yöntemin diğer yöntemlere göre iki avantajı mevcuttur. Bunlar; toplam direncin bileşenlerine ayrılmaksızın ekstrapole edilmesi ve Froude sayısı eşitliğinin sağlanmasının yanı sıra toplam direncin

Reynolds sayısının bir fonksiyonu şeklinde hesaplanmasıdır. Bu şekilde tam dinamik benzerliğin gerekliliği olan; Froude sayısı ve Reynolds sayısı benzerliği sağlanmamış olsa bile model ve gemi için Froude sayısı benzerliği sağlanır, ek olarak toplam direnç Reynolds sayısına bağımlı hale getirilir. Bu yaklaşım, yalnızca Froude benzerliğinin sağlandığı yöntemlere göre daha doğru bir yaklaşımdır (Molland, 2007). Ancak yöntemin handikapı, farklı ölçeklerdeki modeller için direnç sonuçlarının kullanılması ile uygulanabilen bir yöntem olmasıdır. Bu durum, tek bir modele ait direnç sonuçları ile ekstrapolasyon yapılabilen yöntemler olan Froude, Houghes ve ITTC yöntemlerine göre Telfer'in önerdiği yöntemi hem deneysel hem de sayısal uygulamalarda daha zahmetli ve masraflı bir hale getirmektedir. Yapılan yüksek lisans tezinde (Can, 2019) farklı akış koşulları için Telfer yöntemi incelenmiş ve revize edilerek daha efektif bir hale getirilmesi amaçlanmıştır.

Konuyla ilgili geçmişte yapılan deneysel çalışmalar da mevcuttur. Örneğin bu çalışma için seçilen Duisburg Test Case (DTC) teknesi ile yapılan ilk deneysel çalışma (Moctar ve diğ., 2012)' da verilmiştir. Bu çalışmada, DTC teknesi 59.4 ölçeğinde için çıplak tekne formu ve hareketsiz gemi durumunda direnç testleri gerçekleştirilmiştir. Burada toplam direnç katsayıları $Fr = [0.174-0.218]$ aralığında altı farklı değer için verilmiştir. Ayrıca 59.4 ölçeği için form faktörü $k=0.094$ olduğu belirtilmiştir. DTC için ek direnç hesaplamaları yapılan diğer çalışmada (Moctar ve diğ., 2016) 59.4 ölçeği ile deneysel ve sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Sayısal sonuçlar RANS yöntemi ile elde edilmiş ve hareketsiz durum için toplam direnç katsayıları $Fr = [0.14-0.218]$ aralığında altı farklı Fr sayısı için 1.28% - 4.12% mutlak bağıl hata aralığında bulunmuştur. Literatürde DTC teknesi için 63.65 ölçeği ile kapsamlı bir çalışma da mevcuttur. Shigunov ve diğ. (2018) tarafından gerçekleştirilen çalışma ile manevra karakteristikleri ve dalga kaynaklı direnç için deneysel ve sayısal sonuçlar sunulmuştur. Çalışma kapsamında DTC teknesi için 5-25 knot aralığında durgun su toplam direnç katsayıları paylaşılmıştır. Burada Moctar'ın 59.4 ölçeğinde gerçekleştirdiği deneysel çalışmadan farklı olarak dümen ve yalpa omurgası mevcuttur. Ayrıca DTC teknesi için düşük Froude sayılarında sayısal bir çalışma ile ek direnç hesaplamaları yapılmıştır (Sigmund ve el Moctar, 2017). Bu çalışmada sakin su direnç hesaplamaları iki farklı Froude sayısı için gerçekleştirilmiş ve Froude sayısının düşüşü ile sayısal sonuçların deneysel sonuçlardan uzaklaştığı, bağıl hatanın arttığı görülmüştür. Sigmund, $Fr=0.14$ 'te deney sonuçlarına 0.45%'lik bir bağıl hata ile yaklaşırken $Fr=0.05$ için bağıl hata 3.02% değerine yükselmiştir.

Bu çalışmada, toplam direnci bileşenlerine ayırmaksızın gerçek (tam ölçekte) gemi direncinin hesaplanabildiği Telfer'in GEOSIM yönteminin, HAD analizleri yardımıyla incelenmesi amaçlanmıştır. Daha sonra, Telfer yöntemi modifiye edilerek ve gemi toplam direncinin, farklı ölçeklerdeki toplam direnç değerleri esas alınarak, gerçek gemi toplam direncinin hassas bir şekilde hesaplanabileceği pratik bir yöntem önerilmiştir. Gemi direnci konusunda yaygın şekilde kabul gören ve uygulanan ekstrapolasyon yöntemleri temelde iki yönetime dayanmaktadır (Molland, 2007). Froude, model deneyi ile elde edilen direnç sonucunu gemi ölçeğine taşımak için bir yöntem önermiştir (Froude, 1872, 1874). Bu yöntemde, aynı Froude sayısında, model ile gemi artık direnç katsayılarının eşit olduğu kabulüne dayanır. Ancak, artık direnç katsayıları Reynolds sayısına da bağlıdır. Daha sonra, Hughes model ve gemi arasındaki geçiş için artık direnç yerine, dalga direnci benzerliğini önermiştir (Hughes, 1954). Bu şekilde, aynı Froude sayısındaki model ve gemi için dalga direnci katsayıları eşit kabul edilmiştir. Bu şekilde nispeten daha doğru bir kabul yapılmıştır. ITTC 1978'te Hughes yöntemine hava direnci eklenerek teknik modifiye edilmiştir (ITTC, 2017). Günümüzde hala yaygın şekilde kullanılan ve modelden gemiye ekstrapolasyon ile geçişi sağlayan yöntemler bu esas üzerinden gerçekleştirilir.

Telfer ise toplam direnç üzerinden bir ekstrapolasyon yöntemi önermiştir (Telfer, 1927, 1928, 1951). Bu yöntem, Telfer' in GEOSIM (GEOmetricaly SIMilar) yöntemi ismiyle de anılmaktadır. Bu yöntemin diğer yöntemlere göre iki önemli avantajı mevcuttur. Bunlar, toplam direnci bileşenlerine ayırmaksızın tam ölçek değerine ekstrapole edilebilmesi ve Froude sayısı eşitliğinin sağlanmasının yanı sıra toplam

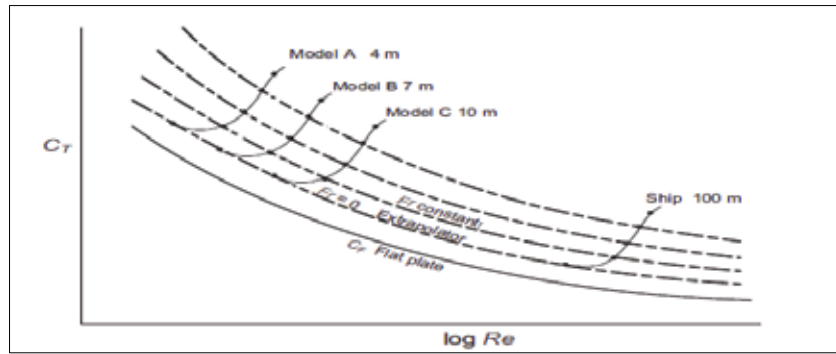
direncin Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak da hesaplanmasıdır. Bu şekilde tam dinamik benzerliğin gerekliliği olan, Froude sayısı ve Reynolds sayısı benzerliği tam olarak sağlanmamış olsa bile, model-gemi geçişi için çok önemli bir yaklaşım yapılmış olur. Bu yaklaşım, yalnızca Froude benzerliğinin sağlandığı diğer yöntemlere göre daha doğru bir yaklaşımdır (Molland, 2007). Ancak yöntem, farklı ölçeklerdeki (en az iki adet) modeller için direnç sonuçlarının bilinmesini gerektirir. Günümüzde çok gelişmiş HAD uygulamaları ile bu sorun çok büyük oranda aşılmıştır.

2. Telfer'in GEOSIM Yöntemi

Dinamik benzerliğin sağlanması şartıyla sabit bir Froude sayısı için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$C_T = f_1(Re) + f_2(Fr) \quad (1)$$

Telfer, Denklem 1'e göre toplam direnç katsayısının tespiti amacıyla aynı tekne formunun farklı ölçek oranları ile sabit Fr sayılarında bir dizi model deneyi gerçekleştirmiştir. Aynı forma sahip farklı ölçeklerdeki modeller için geometrik benzer (Geometrically Similar-GEOSIM) seri üretmiştir. GEOSIM serileri ile yaptığı deneylerden elde ettiği toplam direnç katsayılarına karşılık ilgili Re sayıları ile elde ettiği sonuçlardan direnç eğrilerini çizmiştir. GEOSIM serileri ile elde edilmiş direnç eğrileri için bir örnek Şekil 1'de mevcuttur.



Şekil 1. Telfer'in GEOSIM yöntemi ile direnç tahmini (Molland, 2007).

Elde edilen direnç eğrileri ile geminin (tam ölçekli) Re sayısına karşılık gelen toplam direnç katsayısı ekstrapolasyon yolu ile hesaplanır. Eğriler log Re $-1/3$ tabanına karşılık direnç katsayılarının Denklem 2' ye yerleştirilmesi ile oluşturulur ve aynı eğri üzerinde geminin Re sayısına karşılık toplam direnç katsayısı bulunur (Bertram, 2012).

$$\frac{a}{(\log R e)^{1/3}} + b = C_T \quad (2)$$

2.1 Modifiye edilmiş Telfer yöntemi

Telfer direnç eğrileri, aşağıda verildiği gibi gözönüne alınırsa,

$$\frac{a}{(\log R e)^x} + b = C_T \quad (3)$$

Burada, x yeni bir bilinmeyen olarak denkleme ilave edilmiş olur. Model ölçeğinde elde edilen toplam direnç katsayıları genel denklemde yerine yerleştirilir ve a, b, x katsayıları rahatlıkla bulunur. Böylece herhangi bir Re değerine karşılık direnç eğrisi çizilir. Elde edilen direnç eğrisi ile gerçek gemi toplam direnç katsayısı ekstrapolasyon yolu ile bulunur.

3. Matematiksel Model

Bu çalışmada, gemi etrafındaki su akışı sıkıştırılamaz akış olarak kabul edilmektedir. Zamana bağlı, üç boyutlu ve sıkıştırılamaz akış için hidrodinamik akışı açıklayan yönetici denklemler kütle ve momentum denklemleridir.

Süreklilik denklemi Denklem 4'teki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

Momentumun korunumu denklemi ise Denklem 5'deki gibi ifade edilebilir.

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) \quad (5)$$

Çalışmada türbülans etkilerini hesaplama sürecine dahil etmek üzere gerçekleştirilebilir (realizable) k-ε türbülans modeli tercih edilmiştir. k-ε türbülans modeli iki denklemlidir. Bu denklemlerden türbülans kinetik enerji taşınım denklemi Denklem 6'da, türbülans dağılım oranı taşınım denklemi Denklem 7'de verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \bar{v}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho (\varepsilon - \varepsilon_0) + S_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \bar{v}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{1}{T_\varepsilon} C_{\varepsilon 1} P_\varepsilon - C_{\varepsilon 2} f_2 \rho \left(\frac{\varepsilon}{T_e} - \frac{\varepsilon_0}{T_0} \right) + S_\varepsilon \quad (7)$$

Bu çalışmada kullanılan türbülans modeli olan gerçekleştirilebilir k-ε türbülans modeli ile ilgili daha detaylı açıklamalar (Wilcox, 1993)' de mevcuttur.

4. Sayısal Çözüm

Bu çalışmada literatürde geniş bir sonuç yelpazesi bulunan DTC model seçilmiştir. DTC teknesinin farklı ölçeklerine ait modellerin toplam direnç katsayıları HAD ile hesaplanmıştır. HAD hesaplamaları yaygın olarak kullanılan ticari bir kod olan Star CCM+ ile gerçekleştirilmiştir. Söz konusu kod, yönetici denklem ayrıklaştırması için sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır.

HAD çözümlerinde akış zamana bağlı ve sıkıştırılamaz kabul edilmiştir. Türbülans modeli olarak k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. y^+ değeri 30-300 arasında tutulmuştur.

4.1 Tekne geometrisi ve hesaplama hacminin oluşturulması

DTC teknesinin üç boyutlu CAD geometrisi Şekil 2'de mevcuttur.



Şekil 2. DTC tekne formu üç boyutlu CAD geometrisi.

DTC teknesi ve her bir ölçek faktöründeki modeller için ana boyutlar ve katsayılar Tablo 1’de verilmiştir. Farklı ölçeklerdeki her bir model sırasıyla isimlendirilmiş ve sonraki bölümlerde model isimleriyle kullanılmıştır.

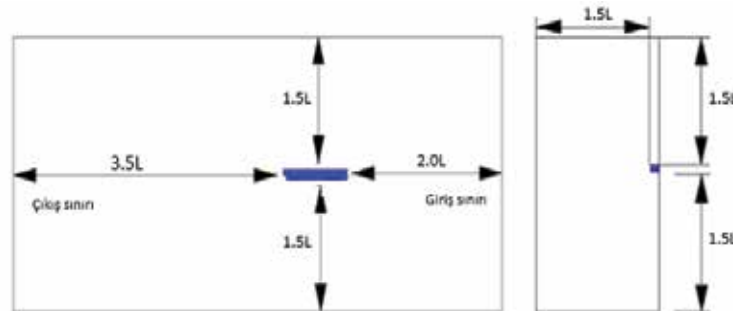
Tablo 1. DTC teknesi ve DTC teknesi için oluşturulan modellerin ana boyutları.

| Ölçek İsmi | DTC Ana Boyutlar | | | | | | |
|--|------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | Tam Ölçek | Ölçek-1 | Ölçek-2 | Ölçek-3 | Ölçek-4 | Ölçek-5 | Ölçek-6 |
| Benzerlik oranı (λ) | 1 | 75.8 | 67.63 | 63.65 | 59.4 | 40 | 20 |
| Dikmeler arası boy (L_{BP}) [m] | 355 | 4.683 | 5.251 | 5.577 | 5.976 | 8.875 | 17.75 |
| Genişlik (B) [m] | 51 | 0.673 | 0.754 | 0.801 | 0.859 | 1.275 | 2.55 |
| Draft (T) [m] | 14.5 | 0.191 | 0.214 | 0.228 | 0.244 | 0.3625 | 0.725 |
| Islak alan (S) [m ²] | 22032 | 3.834 | 4.82 | 5.438 | 6.243 | 13.77 | 55.08 |
| Deplasman hacmi (∇) [m ³] | 173467 | 0.398 | 0.561 | 0.673 | 0.827 | 2.71 | 21.683 |
| Blok katsayısı (C_B) | 0.661 | 0.661 | 0.661 | 0.661 | 0.661 | 0.661 | 0.661 |

Ana boyutları Tablo 1’de olan DTC teknesine ait modellerin her birisi için ayrı birer akış hacmi oluşturulmuştur. Gemi direnci hesaplamalarında yapılan HAD analizleri için ITTC tarafından bir standardizasyon geliştirilmiş ve hesaplama hacmi boyutları için genel bir tarif verilmiştir (ITTC, 2011). ITTC standardizasyonu ile Özdemir ve diğ. (2016) tarafından gerçekleştirilen çalışma gözetilerek hesaplama hacimleri oluşturulmuştur. Hesaplama hacmi boyutlarının ölçek boyutlarına oranı bütün modeller için korunmuştur. Hesaplama hacmi ana boyutları, ölçek boylarına göre Tablo 2’de mevcuttur. Hesaplama hacimlerinin şematik görünüşü ise genelleştirilmiş biçimde Şekil 3’te verilmiştir.

Tablo 2. Hesaplama hacimlerinin ölçek boyuna göre oranları.

| Referans | Referansa göre mesafe |
|----------------------|-----------------------|
| Model gemi önünde | 2.0 L_{BP} |
| Model gemi arkasında | 3.5 L_{BP} |
| Model gemi üstünde | 1.5 L_{BP} |
| Model gemi yanında | 1.5 L_{BP} |
| Model gemi altında | 1.5 L_{BP} |

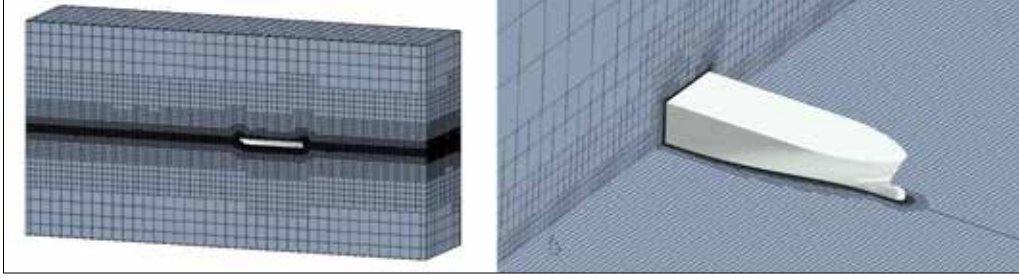


Şekil 3. Model tekneler için oluşturulan hesaplama hacminin şematik görünüşü.

4.2 Ağ yapısının oluşturulması

Yeterli doğrulukta sonuçları verecek ve hesaplama süresini gereksiz şekilde arttırmayacak optimum çözünürlükte bir ağ örgüsü yapısının belirlenebilmesi için ağdan bağımsızlık çalışması gerçekleştirilmiştir. Ağdan bağımsızlık çalışması seyrek, orta ve sık olmak üzere üç farklı ağ yapısı için gerçekleştirilmiştir. Her bir ağ yapısı oluşturulurken trimmer algoritması kullanılmış ve ağ örgülerinin

tamamı düzgün altı yüzlü (hexahedral) elemanlar ile oluşturulmuştur. Ağ yapıları, tekne su altı formunu içine alacak biçimde bir alt kontrol hacmi ile baş ve kıç bölgesinde farklı alt kontrol hacimlerinde sıklaştırılmıştır. Ayrıca, serbest yüzey modellemesinin hassas biçimde yapılabilmesi için bu bölgede de sıklaşan bir ağ yapısı kullanılmıştır. Tekne üzerindeki sınır tabakanın doğru yakalanabilmesi için kaymama şartının geçerli olduğu duvar yüzeyler üzerinde gerekli y^+ şartını sağlayacak ($30 < y^+ < 300$) biçimde düzgün yapıya sahip prizmatik elemanlardan oluşan katmanlar kullanılmıştır. Hesaplama hacminde ve tekne üzerinde alınmış olan kesitlerde ağ yapısının görünüşü Şekil 4'te mevcuttur.



Şekil 4. Hesaplama hacmi ve tekne üzerinde alınmış olan kesitlerde ağ yapısının görünüşü.

4.3 Ağdan bağımsızlık çalışması

Ağdan bağımsızlık çalışmasında, yalnızca uzaysal ayrıklaştırmadan kaynaklı hatalar incelenmiştir. Courant sayısı (CFL), HAD analizlerinde seçilen zaman adımına karşılık kat edilen hücre sayısını ifade eden boyutsuz bir sayıdır. Courant sayısı, bütün hücreler için ayrı ayrı hesaplanır ve nümerik stabilitenin bozulmaması için; $CFL \leq 1$ şartının sağlanması istenir (Tezdoğan ve diğ., 2015). Courant sayısının 1'den küçük olması durumu açık (explicit) şemalarda nümerik olarak bir zorunluluktur. Ancak kapalı (implicit) ayrıklaştırma şemalarında bu zorunluluk bulunmamaktadır. Bu çalışmada kapalı ayrıklaştırma şeması kullanılmıştır. ITTC, gemi hidrodinamiğinde HAD hesaplamaları ile ilgili olarak zaman ayrıklaştırması ve zaman adımının belirlenmesi konusunda gemi boyu ve hızına bağlı bir formülasyon önermektedir (ITTC, 2011):

$$\Delta t = 0.005 \sim 0.01 L / U \quad (8)$$

Zaman adımı ITTC önerdiği formülasyon (Denklem 8) ile hesaplanmıştır. Uzaysal ayrıklaştırma hatasının incelenmesi için analizlerde üç farklı sıklıkta ağ yapısı ile çalışılmıştır ve sıklaştırma oranı için yaklaşık olarak $\sqrt{2}$ kullanılmıştır. Sıklaştırmalar tekne üzerinde, sınır tabakada ve alt kontrol hacimlerinde yani akışı majör şekilde etkileyen bölgelerde yapılmıştır. Üç ağ yapısı için elde edilen sonuçlar Tablo 3'te yer almaktadır.

Tablo 3. $Fr=0.192$ 'de DTC ağdan bağımsızlık çalışması sonuçları.

| DTC ağdan bağımsızlık çalışması sonuçları - $Fr=0.192$ | | | | | |
|--|---------------------------------|----------------|-------------------------|---------------------------|---------------------|
| Ağ Yapısı | Eleman Sayısı ($\times 10^6$) | Ortalama y^+ | $C_T \times 10^3$ (HAD) | $C_T \times 10^3$ (Deney) | % Mutlak Bağıl Hata |
| 1-Seyrek | 0.748 | 84.08 | 3.749 | 3.588 | 4.49% |
| 2- Orta | 1.030 | 41.56 | 3.615 | 3.588 | 0.77% |
| 3- Sık | 1.403 | 30.02 | 3.570 | 3.588 | 0.51% |

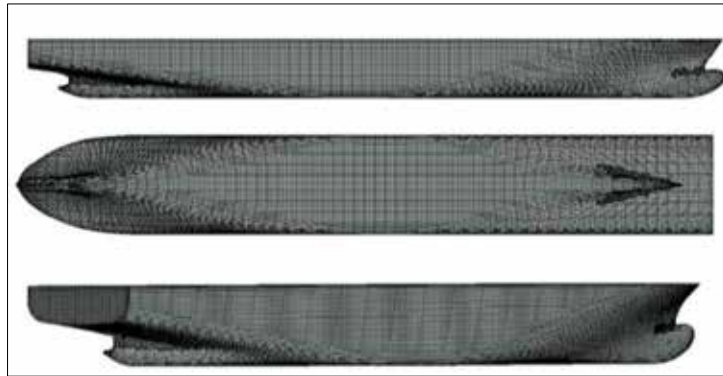
Uzaysal ayrıklaştırmadan ileri gelen belirsizliğin tahmini için Grid Convergence Index (GCI), ağ yakınsaklık kriteri kullanılmıştır ve hesabı için Amerikan Makine Mühendisleri Odası (ASME) ve ITTC

tarafından önerilen işlem basamakları takip edilmiştir, (Çelik ve diğ., 2008). Ağ yakınsama kriterleri ve GCI değeri Tablo 4'te mevcuttur.

Tablo 4. Analiz seti için hesaplanan yakınsama kriterleri ve GCI değeri.

| Hesaplanan Parametreler | Değerler |
|-------------------------|------------------------|
| Φ_1 | 3.749×10^{-3} |
| Φ_2 | 3.615×10^{-3} |
| Φ_3 | 3.570×10^{-3} |
| R_G | 0.34 |
| Φ_{ext} | 3.546×10^{-3} |
| $GCI_{sık}$ | 0.84% |

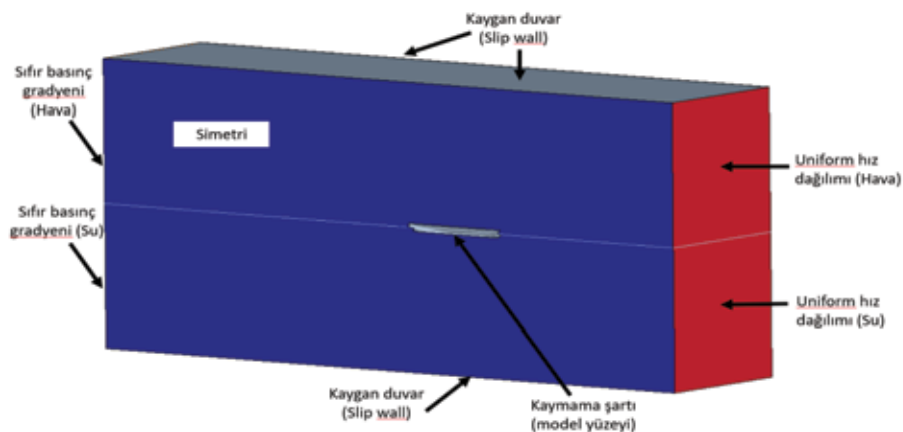
Yapılan ağdan bağımsızlık çalışmasına göre ağ yapısı seti yakınsamıştır ($R_G=0.34$). Ayrıca GCI değeri 0.84% olarak hesaplanmıştır. Ağdan bağımsızlık çalışması sonucunda orta sıklıktaki ağ yapısı seçilmiştir. Bu ağ yapısının tekne üzerindeki görünüşü Şekil 5'te mevcuttur. Her ölçekte model boyu değiştiğinden ağ yapısı da değişecektir, fakat orta sıklıktaki ağ yapısı için alt kontrol hacim boyutları ve yapılan sıklaştırma oranları her bir modelde korunmuştur.



Şekil 5. Ağdan bağımsızlık çalışmasına göre seçilen ağ yapısının tekne üzerindeki görüntüsü.

4.4 Sınır şartları

Hesaplama hacminde uygulanan sınır şartları Şekil 6'da verilmiştir. Giriş kesitinde sınır şartı olarak uniform hız dağılımı uygulanmıştır. Çıkış kesitinde basınç gradyeni sıfırdır.



Şekil 6. Hesaplama hacminde uygulanan sınır şartları.

Tekne yüzeyinde kaymama şartı (no-slip wall) geçerlidir. Üst, alt ve yan duvar yüzeylerinde, sürtünmesiz kaygan duvar (slip wall) sınır şartı tanımlanmıştır. Teknenin merkez hattından geçen kesit ve bu yüzeyde simetri şartı uygulanmıştır.

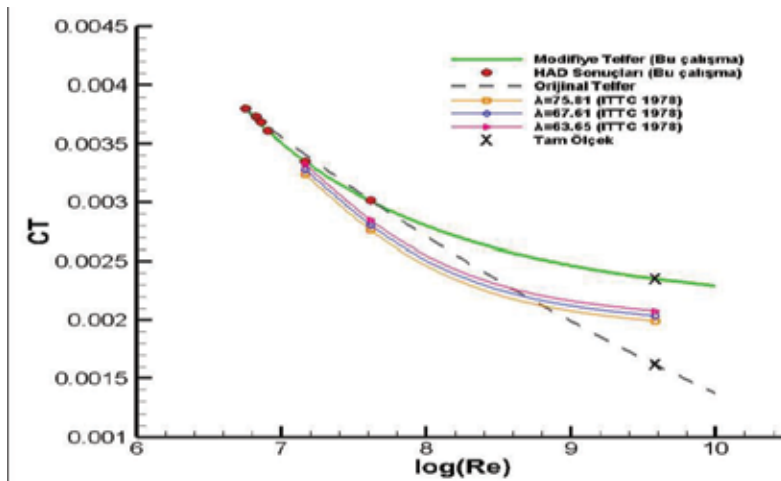
5. Sayısal Sonuçlar

Öncelikle, HAD sonuçları iki ölçekte deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Deneysel sonuçların mevcut olmadığı ölçeklerde ise HAD ile elde edilen sürtünme direnç katsayısı ITTC ile kıyaslanmıştır. HAD analizleri $Fr=0.192$ için yapılmıştır. Ölçek-3 (1/63.65) deneysel çalışması, yalpa omurgası ve dümen ile takıntılı tekne formu için gerçekleştirilmiştir (Shigunov ve diğ., 2018). Bu yüzden mutlak bağıl hatanın Ölçek-4'e (1/59.4) göre daha yüksek seviyelerde olması beklenmiş ve sonuçlar beklenen şekilde ortaya çıkmıştır. Hesaplamalardan elde edilen sonuçlar Tablo 5'te mevcuttur.

Tablo 5. HAD, deneysel ve ampirik direnç katsayıları.

| Toplam Direnç ve Sürtünme Direnci Katsayıları – $Fr=0.192$ | | | | | | | |
|--|---------|------------------------|------------------------|--------------------|------------------------|------------------------|--------------------|
| Ölçek İsmi | V [m/s] | C_T - HAD | C_T - Deneysel | % Bağıl Hata C_T | C_F - HAD | C_F - ITTC-57 | % Bağıl Hata C_F |
| Ölçek-1 | 1.3014 | 3.802×10^{-3} | - | - | 3.225×10^{-3} | 3.328×10^{-3} | 3.09% |
| Ölçek-2 | 1.3780 | 3.734×10^{-3} | - | - | 3.163×10^{-3} | 3.225×10^{-3} | 1.95% |
| Ölçek-3 | 1.4202 | 3.719×10^{-3} | 3.542×10^{-3} | 5.00% | 3.120×10^{-3} | 3.174×10^{-3} | 1.70% |
| Ölçek-4 | 1.4690 | 3.615×10^{-3} | 3.588×10^{-3} | 0.77% | 3.086×10^{-3} | 3.116×10^{-3} | 0.95% |
| Ölçek-5 | 1.7915 | 3.350×10^{-3} | - | - | 2.843×10^{-3} | 2.813×10^{-3} | 1.07% |
| Ölçek-6 | 2.5336 | 3.019×10^{-3} | - | - | 2.478×10^{-3} | 2.378×10^{-3} | 4.19% |
| Gemi | 11.3218 | - | - | - | - | 1.305×10^{-3} | - |

HAD hesaplamaları ile elde edilen toplam direnç katsayısı sonuçlarına göre Ölçek-4 için deneysel sonuçlar ile 0.77%'lik bir bağıl hata mevcuttur. Bağıl hata Ölçek-3 için 5.00% seviyesindedir. Bunun sebebi Ölçek-3 için deneysel çalışmanın takıntılı tekne formu için gerçekleştirilmiş olmasıdır. Sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu ve yine sürtünme direnci katsayılarının ise ITTC sonuçları ile uyum içerisinde olduğu tespit edilmiştir.



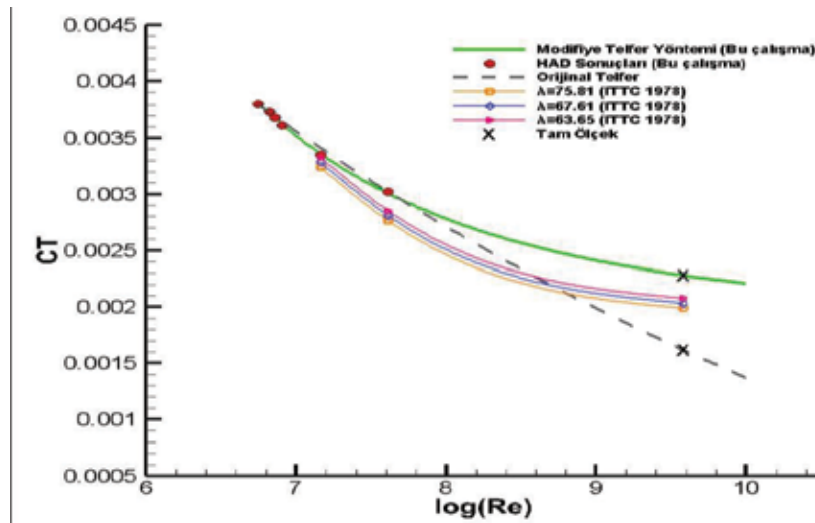
Şekil 7. Ölçek-1,4,5 kullanılarak çizilen modifiye Telfer direnç eğrisi ve diğer yöntemlere ait sonuçlar.

Şekil 7’de Ölçek-1,4,5 kullanılarak uygulanan modifiye Telfer yönteminden elde edilen direnç eğrisi ve diğer ekstrapolasyon yöntemlerine ait sonuçlar, Tablo 6’da ise yöntem sonuçları ve bağlı farkları yer almaktadır. BF1, BF2 ve BF3 kısaltmaları sırasıyla modifiye Telfer, orijinal Telfer ve ITTC 1978 yöntemlerinin elde ettiği sonuçların HAD sonuçlarına göre bağlı farklarını temsil etmektedir.

Tablo 6. Ekstrapolasyon yöntemleri ile hesaplanan sonuçlar ve HAD sonuçları ile kıyaslama.

| HAD ve Ekstrapolasyon Sonuçları - Fr=0.192 | | | | | | | |
|--|---------------------------|---------------------------------|-------|-------------------------------|-------|-----------------------|-------|
| Ölçek | $C_T \cdot 10^3$ (HAD) | $C_T \cdot 10^3$ (Md.Telfer) | % BF1 | $C_T \cdot 10^3$ (Or. Telfer) | % BF2 | $C_T \cdot 10^3$ ITTC | % BF3 |
| Ölçek-1 | 3.802 | 3.804 | 0.05% | 3.802 | 0.00% | - | - |
| Ölçek-2 | 3.734 | 3.710 | 0.65% | 3.729 | 0.14% | - | - |
| Ölçek-3 | 3.719 | 3.663 | 1.50% | 3.692 | 0.74% | - | - |
| Ölçek-4 | 3.615 | 3.612 | 0.10% | 3.649 | 0.93% | - | - |
| Ölçek-5 | 3.350 | 3.351 | 0.02% | 3.411 | 1.80% | 3.234 | 0.78% |
| Ölçek-6 | 3.019 | 3.009 | 0.35% | 3.019 | 0.00% | 2.849 | 5.63% |
| Gemi | - | 2.351 | - | 1.618 | - | 2.075 | - |

Şekil 8’de Ölçek-1,2,3,4,5 kullanılarak uygulanan modifiye Telfer yönteminden elde edilen direnç eğrisi ve diğer ekstrapolasyon yöntemlerine ait sonuçlar, Tablo 7’de ise yöntem sonuçları ve bağlı farkları yer almaktadır. BF1, BF2 ve BF3 kısaltmaları sırasıyla modifiye Telfer, orijinal Telfer ve ITTC 1978 yöntemlerinin elde ettiği sonuçların HAD sonuçlarına göre bağlı farklarını temsil etmektedir.



Şekil 8. Ölçek-1,2,3,4,5 kullanılarak çizilen modifiye Telfer direnç eğrisi ve diğer yöntemlere ait sonuçlar.

Tablo 7. Ekstrapolasyon yöntemleri ile hesaplanan sonuçlar ve HAD sonuçları ile kıyaslama.

| HAD ve Ekstrapolasyon Sonuçları - Fr=0.192 | | | | | | | |
|--|------------------------|------------------------------|-------|-------------------------------|-------|-----------------------|-------|
| Ölçek | $C_T \cdot 10^3$ (HAD) | $C_T \cdot 10^3$ (Md.Telfer) | % BH1 | $C_T \cdot 10^3$ (Or. Telfer) | % BH2 | $C_T \cdot 10^3$ ITTC | % BH3 |
| Ölçek-1 | 3.802 | 3.815 | 0.35% | 3.802 | 0.00% | - | - |
| Ölçek-2 | 3.734 | 3.722 | 0.33% | 3.729 | 0.14% | - | - |
| Ölçek-3 | 3.719 | 3.675 | 1.18% | 3.692 | 0.74% | - | - |
| Ölçek-4 | 3.615 | 3.624 | 0.23% | 3.649 | 0.93% | - | - |
| Ölçek-5 | 3.350 | 3.359 | 0.26% | 3.411 | 1.80% | 3.234 | 0.78% |
| Ölçek-6 | 3.019 | 3.004 | 0.51% | 3.019 | 0.00% | 2.849 | 5.63% |
| Gemi | - | 2.279 | - | 1.618 | - | 2.075 | - |

• Ölçek-1,4,5 ile gerçekleştirilen uygulamadan elde edilen modifiye Telfer direnç eğrisi, Ölçek-6 HAD sonucunu %0.35 bağıl fark ile tahmin etmiştir. Yöntem ile elde edilen sonuçlar, model ölçeğinde HAD sonuçları ile gemi ölçeğinde ise ITTC sonuçları ile orijinal Telfer yöntemine göre daha iyi bir uyum içerisindedir. Bu uygulama göstermiştir ki ölçekler arası mesafenin fazla ve Re sayısı aralığının geniş seçilmesi, yöntemin daha düşük Re sayısı aralıklı uygulamalarına göre (Ölçek-1,2,3 – Ölçek-1,2,4 – Ölçek-1,3,4) model ölçeğinde HAD sonuçları ile gemi ölçeğinde ise ITTC sonuçları ile daha uyumlu sonuçlar vermektedir (Can,2019).

• Ölçek-1,2,3,4,5 ile gerçekleştirilen uygulamaya göre elde edilen modifiye Telfer direnç eğrisi Ölçek-6 HAD sonucunu %0.51 bağıl fark ile tahmin etmiştir. Modifiye Telfer yöntemi, model ölçeğinde HAD sonuçları ile gemi ölçeğinde ise ITTC sonuçları ile orijinal Telfer yöntemine göre daha iyi bir uyum içerisindedir. Gemi ölçeğinde ITTC sonuçları ile yakınlık bağıl fark cinsinden %10' un altındadır. Ayrıca beş ölçekli sonuçlar, yöntemin üç ölçekli ve altı ölçekli uygulamalarıyla birlikte değerlendirildiğinde modifiye Telfer yönteminde kullanılan ölçek sayısını arttırmanın direnç eğrisini fiziksel karakterine yaklaştırdığı söylenebilir (Can,2019). Öte yandan bu uygulamada elde edilen sonuçlar üç ölçekli uygulama ile benzerlik göstermektedir. Dolayısıyla, modifiye Telfer yönteminin üç ölçekli uygulamalarının, Re sayısı aralığının geniş seçilmesi şartı ile yeterli hassasiyette direnç ekstrapolasyonu tahmini yapabileceği söylenebilir.

6. Değerlendirme ve Tartışma

Bu çalışmada toplam direnci bileşenlerine ayırmaksızın, model ölçeğindeki sonuçları ekstrapolasyon ile gemi ölçeğine taşıyabilen bir yöntem araştırılmıştır. Bu amaçla Telfer GEOSIM yöntemi ele alınmış ve modifiye edilmiştir. HAD ile elde edilen direnç katsayıları ile modifiye Telfer yöntemi uygulanmış ve direnç eğrileri $\log(Re)$ tabanında çizilmiştir. Bu sayede herhangi bir Re sayısına karşılık toplam direnç katsayısını hesaplayabilmek ve farklı ölçeklerdeki modellere ait direnç katsayılarını gemi ölçeğine ekstrapole edebilmek mümkün olmuştur. ITTC 1978 yönteminden elde edilen sonuçlar kıyaslama yapmak için kullanılmıştır.

Modifiye Telfer yöntemi iki farklı şekilde uygulanmıştır ve her iki uygulamada da model boyu ve Re sayısı en yüksek olan Ölçek-6 (1/20) HAD sonucu, genel denklem çözümüne katılmamıştır. Bunun sebebi, tam ölçeğe yaklaşıldıkça yöntemin başarısının anlaşılabilmesi ve doğrulama yapılabilmesidir. Buna göre, üç ölçekli ve beş ölçekli uygulamalarda modifiye Telfer yöntemi ile direnç eğrileri çizilmiş ve sonuçlar Ölçek-6 HAD sonucu ile kıyaslanmıştır.

Buna göre, modifiye Telfer yöntemi, Telfer GEOSIM yöntemine göre model ölçeğinde HAD ile gemi ölçeğinde ise ITTC ile daha uyumlu sonuçlar vermiştir. Modifiye Telfer yöntemi hızlı bir şekilde toplam gemi direncini bileşenlerine ayırmadan istenen gemi ölçeğinde toplam direncin hesaplanmasına imkan tanıyan başarılı bir uygulama olmuştur. Yöntemin daha dolgun ve ayrıca yüksek süratli tekne uygulamalarındaki öngörü kabiliyeti bundan sonraki çalışmanın konusudur.

7. Teşekkür

Bu çalışma, unutulmuş bir değer tekrar hatırlanması umuduyla, 1946-1951 yılları arasında İ.T.Ü. Makina Fakültesi Gemi İnşaatı Kurucu Kürsü Başkanlığı görevini yapan (Baykal, 2015) ve ülkemizdeki ilk gemi inşaatı profesörü ünvanına sahip (RINA, 1977; Walker, 2010) Prof. E.V. Telfer' in aziz hatırasına adanmıştır.

8. Kaynaklar

Aydın, M. (2018). Gemi Direnci ve Sevki-111 Çözümlü Problem. İstanbul: TMMOB Gemi Mühendisleri Odası Yayını.

Bal, Ş. (2008). Prediction of Wave Pattern and Wave Resistance of Surface Piercing Bodies by a Boundary Element Method. International Journal for Numerical Methods in Fluids. Vol. 56, Issue 3, pp: 305-329.

Baykal, R. (2015). Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Tarihi. İstanbul: İTÜ Vakfı Yayınları.

Bertram, V. (2012). Practical Ship Hydrodynamics. Butterworth Heinemann.

Can, U. (2019). Gemi toplam direncinin Telfer ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile hesaplanması. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Çelik, F. (2014). Gemi Direnci ve Sevki Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi.

Çelik, İ.B., Ghia, U., Roache, P.J., Freitas, C.J., Coleman, H. ve Raad P.E. (2008). Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. J. Fluids Eng. 130, 078001.

Doğrul, A. (2015). Gemi direnci ve serbest yüzey deformasyonlarının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi. (Doktora tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Froude, W. (1872). Experiments on the surface-friction experienced by a plane moving through water, 42nd Report of the British Association for the Advancement of Science, Brighton.

Froude, W. (1874). Report to the Lords Commissioners of the Admiralty on experiments for the determination of the frictional resistance of water on a surface, under various conditions, performed at Chelston Cross, under the Authority of their Lordships, 44th Report of the British Association for the Advancement of Science, Belfast.

Holtrop, J. (1984). A statistical re-analysis of resistance and propulsion data. International Shipbuilding Progress. Vol. 31.

ITTC. (2002). Recommended Procedures Method 7.5-02-02-02: Resistance, Uncertainty Analysis, Example for Resistance Test. 23rd Int. Towing Tank Conf.

ITTC. (2011). - Recommended Procedures and Guidelines 7.5-03-02-03. Practical Guidelines for Ship CFD. 26th Int. Towing Tank Conf.

ITTC. (2017). Recommended Procedures and Guidelines 7.5-02-03-01.4: 1978 ITTC Performance Prediction Method. 28th Int. Towing Tank Conf.

Kınacı, Ö.K., Sukas, Ö.F. ve Bal, Ş. (2016). Prediction of Wave Resistance by a RANSE based CFD Approach. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part M, Journal of Engineering for the Maritime Environment, Vol. 230, Issue 3, pp: 531-548.

Larsson, L. Ve Raven, H.C. (2010). Ship Resistance and Flow (Principles of Naval Architecture Series). SNAME Publications, USA.

Moctar, O. el, Shigunov, V. ve Zorn, T. (2012). Duisburg Test Case: Post-Panamax Container Ship for Benchmarking. Sh. Technol. Res. 59, 50–64.

Moctar, O. el, Sigmund, S., Ley, J. ve Schellin, T.E. (2016). Numerical and Experimental Analysis of Added Resistance of Ships in Waves. J. Offshore Mech. Arct. Eng. 139, 011301.

Molland, A.F., Turnock, S.R. ve Hudson, D.A. (2007). Ship Resistance and Propulsion. Cambridge University Press.

Özdemir, Y.H., Çoşgun, T., Doğrul, A. ve Barlas, B. (2016). A Numerical Application to Predict the Resistance and Wave Pattern of Kriso Container Ship. Brodogradnja, 67 (2), 47-65.

RINA (1977). The Transaction of The Royal Institution of Naval Architects. 119, pp. lxvi–lxvii.

Shigunov, V., el Moctar, O., Papanikolaou, A., Potthoff, R. ve Liu, S. (2018). International benchmark study on numerical simulation methods for prediction of manoeuvrability of ships in waves. Ocean Eng. 165, 365–385.

Sigmund, S. & el Moctar, O. (2017). Numerical and experimental investigation of added resistance of different ship types in short and long waves. Ocean Eng. 147, 51–67.

Telfer, E.V. (1927). Ship resistance similarity. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, Vol. 69.

Telfer, E.V. (1928/29). Frictional resistance and ship resistance similarity. Transactions of the North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders.

Telfer, E.V. (1951). Further ship resistance similarity. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, Vol. 93.

Uslu, Y. ve 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. Vol. 32, pp:177-188.

Walker, F. M. (2010). Ships and shipbuilders: Pioneers of design and construction. Seaforth Publishing.

Yılmaz, T. (ed) (2011). Gemi Mühendisliği El Kitabı. İstanbul: TMMOB Gemi Mühendisleri Odası Yayını.

Gemi Hız Optimizasyonunun Fayda-Maliyet İlişkisi Üzerindeki Etkileri Hakkında Değerlendirme

Olca Sert¹, Levent Bilgili²

osert@bandirma.edu.tr¹, lbilgili@bandirma.edu.tr²

^{1,2} Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Bandırma Onyedü Eylül Üniversitesi, Bandırma – Balıkesir, Türkiye

ÖZET

Denizcilik sektörü, sayısız uygulama alanı ve çeşitli operasyon süreçleri ile kapsamlı bir endüstri koludur. Dünya ticaretinin yaklaşık % 90'ı deniz ticaretiyle gerçekleştiğinden, dünya ticaret ağında vazgeçilmez bir rol oynamaktadır. Her ne kadar deniz ticareti sisteminin büyük kapasiteyi elinde bulundursa da sistemin başarısı özellikle paydaşların mutlak dakikliği, güvenliği ve iş birliği gibi bazı faktörlere bağlıdır. Yakıt tüketimi, gemi egzoz emisyonları ve genel işletme maliyetleri üzerinde etkisi olan gemi optimizasyonu çok boyutlu bir konudur.

Geminin hızı tasarım aşamasında optimize edilmiştir; ancak, bazı durumlarda, tasarım hızı, zaman kısıtlamaları nedeniyle tasarım hızı en uygun hız olmayabilir. Hız azaltımının CO₂ emisyonlarını azaltmanın önemli bir yolu olduğu bilinmesine rağmen, bu yöntemin de bazı kısıtlamaları vardır.

Gemi hız optimizasyonu, kayda değer faydalarının yanı sıra bazı belirsizlikler de beraberinde getirmektedir. Emisyonları azaltmanın önemli bir yolu olarak kabul edilebilse de, her yolculuk ve koşul için güncellenmesi gerekir.

Anahtar Kelimeler: Gemi Hız Optimizasyonu, Yakıt Tüketimi, Maliyet-Fayda Analizi.

Makale geçmişi: Geliş 30/04/2019 – Kabul 23/05/2019

Evaluation of the Effects of Ship Speed Optimization on the Cost-Benefit Relationship

Olca Sert¹, Levent Bilgili²

osert@bandirma.edu.tr¹, lbilgili@bandirma.edu.tr²

^{1,2} Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Bandirma Onyedi Eylul University, Bandirma – Balıkesir, Turkey

ABSTRACT

The Maritime sector is a comprehensive branch of industry with its numerous fields of application and various operation processes. Because approximately 90% of world trade is via maritime trade, it plays an indispensable role on world trade network. Although the great capacity that maritime trading system can manage this high trade, the success of the system is strongly bound to some factors such as absolute punctuality, safety and cooperation of shareholders. Speed optimization, which has impacts on fuel consumption, flue gas emissions and general operation costs, is a multidimensional issue.

The speed of a ship is optimized during design stage; however, in some cases, the designed speed may not be the optimal speed due to the time constraints. Although it is well known that speed reduction is an important way to reduce CO₂ emissions, this method has some constraints as well.

Speed optimization brings some uncertainties besides its remarkable benefits. Although it can be accepted as an important way to reduce emissions, it must be updated for every voyage and condition.

Keywords: Ship Speed Optimization, Fuel Consumption, Cost-Benefit Analysis.

Article history: Received 30/04/2019 – Accepted 23/05/2019

1. Giriş

Günümüzde yük taşımacılığının büyük bir bölümü deniz taşımacılığı üzerinden yapılmaktadır. Bu nedenle ürünlerin taşınması büyük bir ekonomik hacim oluşturmaktadır. Deniz taşımacılığı, arz talep ilişkisinin en temel unsurlarıyla yakından ilişkili olduğundan politik, ticari ve ekonomik birçok değişim sektörü doğrudan etkilemektedir. Konteyner taşımacılığı yapan şirketleri, ürünlerini mümkün olduğunca çabuk ve güvenilir bir şekilde teslim etmeyi amaçlamaktadır. Sürekli artan yakıt fiyatları bile bu aceleci tutumu değiştirememiştir. Ortaya çıkan fazladan maliyetler, küreselleşme nedeniyle dünya genelinde artan taşıma kapasitesi talebinin sebep olduğu fazladan kazanç ile telafi edilebilir. Bununla birlikte, ekonomik krizin küresel ticaret piyasası üzerinde yaratmış olduğu kötü atmosfer, ulaştırma sektöründeki gelirleri ciddi biçimde azalmıştır. Yaşanan kriz, taşıma kapasitesinin talebini daraltmakla

birlikte tedariki de hızlı bir şekilde arttırmaktadır. Bu kısır döngü özellikle konteyner taşımacılığı için tipik durumdur. Artan gemi büyüklüğü eğilimi ve durgunluk nedeniyle azalan talep ile, bu döngü arz ve taşıma kapasitesi talebi arasında büyük bir uyumsuzluğa yol açmaktadır. Bu durumun sonucunda da navlun düşmektedir.

Seferler sırasında gemilerin limana yanaşma, özel manevra durumları, idari kısıtlamalar, kanal geçişleri gibi farklı nedenlerden dolayı beklemek zorunda oldukları süreler mevcuttur. Bu sürenin azaltılmasına yönelik farklı önlemler alınmasının yanında hız optimizasyonu ile varacağı noktaya daha uzun sefer sürelerinde gidip boşa gidecek zamanı azaltmanın mümkün olacağı düşünülmektedir. Böylece gemi liman öncesi veya kanal geçişleri öncesi beklemek yerine varacağı noktaya daha uzun sürede giderek hız optimizasyonu için uygun bir zemin hazırlayacaktır. Özellikle taşınma süresi daha toleranslı ürünler taşınırken bu uygulama yapılabilir. Bir malın taşınmasının aciliyetini; bu taşımanın tedarik zincirinin önem arzeden bir parçası olması, taşınan ürünün bozulabilir olması, malın el değiştirilmesi sırasında yapılmış olan anlaşmalar, geminin belirli bir programının olması ve aynı gemi üzerinde farklı çeşitlerde yükler taşınıyor olması gibi durumlar etkilemektedir.

Uluslararası deniz taşımacılığının neden olduğu artan sera gazı emisyonları endişe uyandırmaktadır. Son zamanlarda Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO)'nün de uyguladığı birtakım politikalarla egzoz gazından kaynaklanan kirletici etmenlerin bu etkisine karşı çalışmalar yapılmış ve bu doğrultuda bazı kurallar getirilmiştir (IMO, 2014). Gemilerin gerçekleştirdikleri iş başına, sahip oldukları ana makine ve dizel jeneratörlerden oluşan emisyon miktarlarına sınırlamalar getirilmiştir. Bu kurallar dahilinde sektörde emisyonları azaltmaya yönelik çalışmalar yapılmaktadır. Egzoz emisyonlarını azaltmak için şirketler hız azaltma yöntemini de benimsemişlerdir. Bu yolla bazı egzoz emisyonlarını azaltmayı amaçlamışlardır.

Denizcilikte rotalar planlanırken, her gemi için özel olarak, gemilerin belirli hızlarda sefer yaptığı yaklaşımla çalışılmaktadır. Daha sonra seferler sırasında hızlar optimize edilmektedir. Andersson vd., (2015) hız optimizasyonunu, gemi rotalarının planlanmasında bir modelleme yaklaşımı ile ele almışlardır. Geliştirilen model Ro-Ro tipi ticari bir gemi üzerinde uygulanmıştır. Gerçek şartlarda hesaplanan değerler ile modelin uyum sağladığı görülmüştür. Modelin tutarlılığının yanında hız optimizasyonunun Ro-Ro tipi ticari gemiler başta olmak üzere hız optimizasyonu konusunda faydalı çözümler sunacağı belirtilmiştir. Geliştirilen model için odak noktası yakıt tüketimi olduğundan sonuçlar yalnızca yakıt tüketimi üzerinden değerlendirilmiştir. Bu sayede hız optimizasyonunun ekonomik fayda sağlayacağı belirtilmiştir.

Genellikle oluşturulmuş olan rota belirleme ve rota planlama modelleri sabit bir hızda ve her gemi için belirli bir yakıt tüketimi değerine göre yapılmaktadır. Ancak gerçek şartlarda gemi hızı değişkendir ve yakıt tüketimi de hız ile ilişki içerisindedir. Norstad vd., (2011) çalışmalarında, düzensiz deniz taşımacılığı durumunda rota belirleme ve planlama problemlerine karşılık her bir sefer aşamasında ayrı ayrı olmak üzere hız optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Oluşturulan çözüm yolunun düzensiz deniz taşımacılığı için gemi rotalarının belirlenmesi ve planlanması konusunda etkili sonuçlar ortaya koyduğu gösterilmiştir. Gemi seferinin her bir aşaması ayrı ayrı dikkate alındığında daha gerçekçi olan bu yöntem yakıt tüketimini azaltma konusunda etkili olmuştur.

2. Hız Azaltma

Deniz taşımacılığı şirketleri, gemi giderlerini azaltmak ve kazançlarını arttırmak için çeşitli çalışmalar yapmaktadır. Gemilerin gider kalemleri içerisinde yakıt en büyük paya sahip olandır. Bu nedenle gemi giderlerini düşürmek için yapılan çalışmalar, yakıt tüketiminin azaltılmasına yönelmiştir. Yakıt tüketiminin azaltılmasına yönelik tasarımsal bazı önlemlerin yanında gemilerin seferleriyle ilgili

uygulamalar mevcuttur. Sektörde çalışan birçok firmanın kullanmış olduğu, sefer ile ilgili olan, önlem mahiyetindeki uygulamalar hız faktörüne odaklanmaktadır. Uygulamalarda gemilerin hızlarını düşürüp sefer süresini arttırarak harcanan yakıt miktarının azaltılması hedeflenmektedir. Geminin tam yükte gitmesi durumunda harcamış olduğu yakıt miktarını azaltmak için sefer hızlarını düşürme stratejileri uygulanmaktadır. Geminin hızıyla beraber yakıt tüketiminin de artacağı düşüncesi, özellikle büyük kargo gemileri için yeni bir düşünce değildir. Bundan dolayı gemiler, genellikle en yüksek hızların altında işletilmektedir. Yaşanmış olan ekonomik krize kadar hız düşürme, yararları bilinmesine rağmen pek kullanımda olan bir yakıt ekonomisi uygulaması değildir (Meyer vd., 2012). Ancak 2008 ekonomik krizinin etkisiyle bu yöntem özellikle konteynir gemilerinde uygulanmıştır ve krizin üzerinden geçen uzunca zamana rağmen halen kullanımda olan bir yöntemdir.

Hız azaltımı, uluslararası taşımacılıkta karbondioksit emisyonlarını önemli ölçüde azaltmıştır. Önceleri pek de önemsenmeyen bu yöntem özellikle son yıllarda, konteynir pazarında yaşanan gelişmelerle, çoğu deniz taşımacılığı hattında uygulanmaktadır. Cariou, (2010) çalışmasında hâlihazırda azaltılmış olan CO₂ emisyonlarının, farklı taşımacılık marketlerine yayılıp yayılamayacağını ve bunun sürdürülebilirliğini sorgulamıştır. Çalışmanın bulgularına göre 2008-2010 yılları arasında hız düşürme yöntemi sayesinde emisyonlarda % 11 civarında azalma gözlenmişse de bu yöntemin sadece konteynir gemileri için yakıt fiyatlarının 350-400 \$ civarında seyrettiği sürece, uzun vadede sürdürülebilir olduğuna dikkat çekilmiştir. Bu nedenle yakıt fiyatlarındaki değişikliğin, ileride hız düşürmenin sürdürülebilirliği konusunda oldukça etkili olacağı savunulmuştur. Yakıt fiyatlarının düşmesiyle; hız düşürmenin yaratacağı ek maliyetlerin, yakıt tasarrufundan elde edilecek olan kazancı karşılayamayabileceğine de değinilmiştir.

Deniz taşımacılığında yakıt tüketimi ve emisyonlar arasında bir ilişki mevcuttur. Geminin seferi sırasında, limandan ilk çıkışından tahliye limanına kadar olan her bir sefer kademesinde, hız optimizasyonu yaparak yakıt tasarrufu edilebileceği tahmin edilmektedir. Fagerholt vd., (2010) bu durumu matematiksel olarak analiz etmişlerdir. Çalışmada farklı yaklaşımlar aracılığıyla sefer rotalarında uygun hızlarda seyrederek yakıt tasarrufu sağlayabilmek için bir çözüm yöntemi önerilmiştir. Sonuçlarda gerçek bir nakliye problemine uygun olarak tasarlanan model üzerinden, çözüm yöntemlerinin, oldukça hızlı ve en uygun çözümleri sağladığını gösterilmiştir. Deniz taşımacılığında sefer güzergahı boyunca hızı optimize etmenin etkisinin çok önemli olduğu ve bunun rota oluşturmayı önemli ölçüde etkileyeceği de ayrıca belirtilmiştir.

Lindstad vd., (2011) hız azaltmanın emisyon azaltma ve genel maliyetler üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Deniz kaynaklı karbon dioksit emisyonlarının 2007 yılında tüm dünyada salınanının %3.3'ünü temsil ettiğini bunun 1046 milyon ton CO₂ olduğu belirtilmiştir. Emisyonların sıfır maliyetle % 28 oranında azaltılabileceği sonucuna varmışlardır. Öte yandan, emisyon azaltma miktarı % 33'e ve % 36'ya çıkarsa, sırasıyla ton başına CO₂ azaltımı için 20 \$ ve 50 \$ harcanması gerekir. Çalışmada genel olarak hız azaltımı, denizden kaynaklı emisyonlar, dünya deniz filosunu uygun bir şekilde temsil edebilmesi için uygun gemi sınıflarının seçimi yapılmıştır. Bu doğrultuda maliyet analizinin tutarlı sonuçlar vermesi sağlanmıştır.

Emisyon Kontrol Bölgelerinde (ECA) gemiler tarafından üretilen kükürt oksitler (SO_x) emisyonlarının önüne geçmek amacıyla, kullanılan yakıtın kükürt içeriğine dair katı sınırlamalar getirilmiştir. Maliyet konusunda, düşük kükürtlü yakıt kullanmak avantajlı değildir. Bu nedenle özellikle bu bölgelerde kullanılması zorunlu olan düşük kükürtlü yakıtın yarattığı fazladan maliyeti düşürmek gerekir. Fagerholt vd., (2015) gemi işletmecileri tarafından onaylanmış çalışmalarında, sefer rotaları ve hızlarını belirleyerek işletme maliyetlerini en aza indirecek bir optimizasyon modeli geliştirmişlerdir. Sefer rotalarının ve hızlarının yakıt tüketimi ve maliyetler üzerindeki etkisini değerlendirmek amacıyla gerçek deniz taşımacılığı rotaları üzerinde hesaplamalı çalışma yapmışlardır. Çalışmanın bir amacı da ekonomik

etkilerinin yanında çevresel etkiyi de ele almaktır. Çalışmanın sonuçlarında ECA bölgeleri dışından sefer yolunu uzatarak gitmenin maliyet açısından faydalı olacağını görmüşlerdir. Diğer bir yöntem ise ECA bölgelerinden geçen gemilerin daha düşük hızlarda seyir etmesi rotanın ECA bölgesi dışında kalan kısmında ise yüksek hızlarda gitmenin uygun olacağını belirtmişlerdir.

Guan vd., (2014) hız azaltma yöntemiyle çalışan bir büyük konteynır ana makinesinin çalışma koşullarını incelemişlerdir. İki zamanlı gemi dizel motoru bilgisayar üzerinde modellenmiştir. Motorun farklı yüklerde çalışması gerektiğinden bu durumlar simüle edilmiş ve atölye koşullarında gerçek bir motor çalışma sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. % 50 yüklerinde kısa süreli makine operasyonunun simülasyon sonuçları incelenerek kompresör çalışma noktası gösterilmiştir. Turboşarjın kesilmesi durumunda, gücünü elektrik motordan alan hava blöverlerinin devreye alınıp alınmaması koşullarını ana makine için karşılaştırılmıştır. Düşük yüklerde turboşarj kullanılmadığından bu durumdan kaynaklanacak yük kayıplarını dolayısıyla fazladan yakıt tüketiminin önüne geçmek için hava blöverlerinin uygun biçimlerde devreye alınması gerektiğini vurgulanmıştır. Düşük yüklerde artacak olan egzoz sıcaklığıyla birlikte hava blöverleriyle bu etkinin azaltılması ve uygun koşullarda da turboşarjın devreye alınması gerektiğini belirtilmiştir. Bu çalışmada hız optimizasyonları uygulamalarının istenen sonucu verebilmesi için ana makinenin hangi koşullar altında çalışması gerektiği farklı hava doldurma yöntemleri üzerinden açıklanmıştır.

Psaraftis vd., (2014) hız optimizasyonu konusunda bazı önemli hususları, sefer senaryolarını ve geminin hızını etkileyen farklı değişkenleri de dikkate alarak ortaya koymuştur. Bu temel parametreler ve özellikle gemi sahibi veya kiracısının operasyon durumuna göre hız konusundaki kararları başta olmak üzere diğer unsurları incelemişlerdir. Bunlar yakıt fiyatları, navlun, yükün stok maliyeti ve yakıt tüketiminin yük ile olan ilişkisidir. Ayrıca hız optimizasyonun çevresel açıdan oluşturulan çözüm yöntemlerinin ekonomik açıdan oluşturulan çözüm yöntemleriyle aynı olmadığı gösterilmiştir. Bunun yanında çevresel açıdan uygun gibi görülen çözümlerin yetersiz olduğunu öne sürmüşlerdir. Bu nedenle hız optimizasyonu konusunda en uygun amacın ekonomik kazanç olabileceği öne sürülmüştür.

Deniz taşımacılığında hız düşürmenin ekonomik ve çevresel açıdan etkileri tartışılmaktadır. Bu nedenle gemi sahiplerinin ve kiracıların hız düşürme yöntemlerine olan ihtiyacı gün geçtikçe artmaktadır. Gerek navlunların genel durumu gerekse operasyonel maliyetler onları nispeten daha ekonomik kabul edilen hız düşürme yöntemlerine itmektedir. Bu yönelişin farkında olan makine üreticileri tüketicilerin ihtiyaçlarına karşılık vermek ve hız düşürme yöntemlerini desteklemek amacıyla çalışmalar yürütmektedir. Gerek teknik açıdan yapmış oldukları geliştirmeler gerekse tasarı konusunda hız düşürmeye olan katkıları görülmektedir. Hız azaltımının makine üzerindeki olumsuz etkileri makine üreticileri tarafından da bilinmektedir. Bu durum makine ömrünü etkileyeceğinden bunu gidermek adına teknik ekipmanlar sunmuşlardır (Wiesman, 2010). Hız azaltımının çok belirgin avantajlara sahip olduğu ve bu nedenle muhtemelen endüstrinin uzun süre kullanmaya devam edeceği sonucuna vararak bu desteği sunduklarını belirtmişlerdir. Hız azaltımı uygun şekilde ele alınması gereken bir konudur. Bu nedenle çeşitli zorluklar ortaya çıkarır ve operasyonel önerilerin de takip edilmesi gerekir.

Lojistik sektörü, dünya ticareti ile dünyadaki taşımacılık hareketlerindeki büyümenin devam etmesi, tedarik zincirindeki mesafelerle birlikte kırılganlıklarının da artması koşullarında, daha yüksek hizmet kalitesi, hız ve esneklik için müşteri taleplerini karşılama konusunda büyük zorluklarla karşı karşıyadır. Lojistik operasyonların ekonomik ve çevresel sürdürülebilirliği ile ilgili ilave zorluklarda mevcuttur. Perboli vd., (2017) çalışmalarında hız düşürme ve senkro-modal taşımacılığın bir araya getirilmesiyle uluslararası taşımacılıkta emisyonların ve maliyetlerin azaltılması konusundaki etkinliğini göstermişlerdir. Ayrıca bu uygulamanın sürdürülebilirliği ve güvenilirliğini arttırmaya yönelik çalışmaları da içermektedir. Hız düşürme yönteminin senkro-modal taşımayla birlikte kullanılmasının faydalı olacağı sonucuna ulaşmalarına karşın uygulanabilirliği açısından kısıtlamaları mevcuttur. Hem

çevresel açıdan hem de mali açıdan faydaları bulunmasına rağmen bu kısıtlamalarla uygulanması için çalışma gerekmektedir. Deniz taşımacılığı şirketlerinin emisyonlarının azaltılmasına yönelik kullandıkları ekipmanlar ve yöntemler konusunda hala bir eksiklik olması bu kısıtlardan biridir. Bu bağlamda, gemi kaynaklı emisyonların azaltılmasına yönelik endüstri odaklı bir yaklaşım çok önemlidir, çünkü kapsamlı olarak ekipman ve yöntemlerin yakında uygulanması pek olası değildir.

Tai ve Lin, (2013) uluslararası çalışan konteynır gemisinde hız düşürme yöntemi ve günlük frekans stratejileriyle azot oksit (NO_x), kükürt oksit (SO₂), CO₂, hidrokarbon (HC) ve katı partikül azaltımını incelemişlerdir. Her iki stratejinin de incelenen emisyonları azalttığı sonucuna ulaşılmıştır. Günlük frekans stratejisinin, hız düşürme yöntemine göre daha etkili olduğunu belirtmişlerdir. Ortalama hızın 22 knot'ta olduğu durumda toplam emisyon 12552,8 ton iken, hız 15 knot'a düştüğünde 7448,7 tona düştüğünü gözlemlemiştir. Bunun yanında inceledikleri rotalar için sefer süresi 30,7 günden 40,3 güne çıkmıştır. Bu durum konteynır taşımacılığı için uygun değildir çünkü bu taşımacılık türünde acil durumlar hariç sabit gemi hızının değiştirilmesi tercih edilmez. Çalışmanın yapıldığı 2011 yılı için geçerli rotalarda hızın 22 knot'tan 18 knot'a düşmesiyle % 22,7; 18 knot'tan 15 knot'a düşmesiyle % 23,3 azaldığını görmüşlerdir.

Bir geminin dalgalara karşı oluşan direnci değerlendirebilmek çok önemlidir, çünkü herhangi bir ilave direnç ile hız kaybı, gecikmeler veya rota değişiklikleri sonucunda ekonomik kayıplara neden olabilir. Potansiyel akış teorisi tabanlı doğrusal şerit teorisi, yeterli mühendislik doğruluğuna sahip hızlı çözümleri nedeniyle, gemi inşa mühendisleri arasında hala yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Tezdoğan vd., (2016), gemi hareketlerini ve S-175 konteynerinin ilave direncini belirleyerek düzenli veya düzensiz çalışma koşullarında etkin güç ve yakıt tüketimindeki artışı hesaplamışlardır. Analizlerini, tasarım ve hız azaltımı koşullarında, normal deniz şartlarında bir dizi dalga koşulu ve düzensiz deniz koşullarında üç farklı deniz hali için gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmayı modelleyip bunu deneysel verilerle de karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonucu modelin güvenilirliği onaylanmış ve hız düşürme yönteminin gemi hareketlerini, güç ihtiyacını, yakıt tüketimini ve CO₂ emisyonlarını azaltmada etkili olduğunu görmüşlerdir.

Hız azaltımı, deniz taşımacılığının hem çevresel hem de ekonomik performansını iyileştirme yöntemlerinden biridir. Hız düşürme, yakıt tüketimini ve dolayısıyla yakıt maliyetleri ile egzoz emisyonları azaltmanın tek yolu değildir, ancak zaman açısından ve ekonomik açıdan avantajları nedeniyle dünya çapında nakliye gemileri tarafından geniş çapta uygulanmaktadır. Farklı çalışmaların gösterdiği gibi, bazı müşteriler daha uzun teslimat süreleri ve buna bağlı maliyetler nedeniyle pazardaki pozisyonlarını kaybedebilse de, müşterilerin çoğunluğu hız azaltma yöntemini olumlu olarak kabul etmiştir. Çevreci yaklaşımlar ve maliyetler üzerindeki olumlu etkisi nedeniyle hız düşürme tercih edilen bir yöntemdir (Zanne vd., 2013).

3. Sonuçlar

Hız azaltımı veya hız optimizasyonu yöntemleri günümüzde birçok deniz taşımacılığı şirketinde kullanılan uygulamalardır. Bir şirketin en önemli amacı kar etmek olduğundan bu yöntemlerin ekonomik etkileri bu şirketlerin öncelikli hedefidir. İncelenen çalışmalardan da görüldüğü gibi hız optimizasyonunu en iyi hale getirmek için uygun modeller geliştirilmeye çalışılmaktadır. Modellerin uygulanabilirliği yalnızca belirli rotalar üzerinden test edildiğinden global anlamda sonuç elde edebilmek için geliştirilen bu modellerin uygulama örnekleri genişletilmelidir.

Çalışmalarda aradan geçen zamanla birlikte gerek global ekonomik durum gerekse denizyolu taşımacılığındaki yönelimler taşımacılıkla ilgili diğer tüm parametreleri etkilemektedirler. Bu nedenle bazı çalışmaların günümüz navlun, yakıt fiyatları, yük çeşidine bağlı gemi türü yönelimi, siyasi ve politik

ilişkilerin yanında uluslararası çevre ile ilgili kurallara göre yeniden gözden geçirilmesi gerektiği söylenebilir. Muhtemelen günümüz koşulları dikkate alındığında özellikle maliyet analizleri ile ilgili farklı durumlar ortaya çıkacaktır. Bu duruma sebep olarak global krizin üstünden geçen süre ve petrol fiyatlarındaki değişim gösterilebilir.

Konteynır yük taşımacılığında taşıma hızı önemli bir konudur. Bu nedenle hız optimizasyonunun uygulanabilirliği ilgili deniz taşımacılığı şirketlerinin yapmış oldukları anlaşmalar dahilinde yeniden sorgulanabilir. Günümüzde müşteri memnuniyetini üst düzeyde tutmak adına, taşıma işleminin olabildiğince hızlı gerçekleşmesi istenmektedir. Durum böyleyken özellikle düzenli yol konteynır taşımacılığı yapan şirketlerin hız optimizasyonu uygulamaları pek de mümkün görülmemektedir. Tüm bunların yanında özellikle düşük navlun fiyatları ve düzensiz denizyolu taşımacılığının nispeten daha çok görüldüğü kuru yük gemilerinde hız düşürme yöntemi ile sefer yapmak daha uygun görünmektedir.

Hız düşürmenin çevreye olan etkileri uluslararası kurallar çerçevesinde pozitif sonuçlar doğurmuştur. Firmaların öncelikli amacı yakıt maliyetlerini düşürmek olsa da emisyon kısıtlamalarının getirmiş olduğu yaptırımlardan kaçınmak için de hız düşürme yöntemi kullanılmaktadır. Günümüz şartlarında artan çevre bilinciyle birlikte bu uygulamaların destekleneceği söylenebilir. Hem çevreye karşı olumlu etkisi hem de ekonomik oluşu nedeniyle kazan-kazan olarak nitelendirilebilecek cazip sonuçları olduğu yapılan çalışmalardan da görülmüştür.

Teşekkür

Bu çalışma Bandırma Onyedi Eylül Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü tarafından BAP-18-DF-1009-058 numaralı proje numarası ile desteklenmiştir.

4. Kaynaklar

IMO, 2014, MEPC 66, MARPOL Annex VI Regulation 13/14, International Maritime Organization (IMO) London, UK, April.

Andersson, H., Fagerholt, K., & Hobbesland, K. (2015). Integrated maritime fleet deployment and speed optimization: Case study from RoRo shipping. *Computers & Operations Research*, 55, 233-240.

Norstad, I., Fagerholt, K., & Laporte, G. (2011). Tramp ship routing and scheduling with speed optimization. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 19(5), 853-865.

Meyer, J., Stahlbock, R., & Voß, S. (2012). Slow steaming in container shipping. In 2012 45th Hawaii International Conference on System Sciences (pp. 1306-1314). IEEE.

Cariou, P. (2010, September). Is slow steaming a sustainable mean for reducing liner shipping CO2 emissions. In *Euromed Management Mare Forum* (Vol. 14).

Fagerholt, K., Laporte, G., & Norstad, I. (2010). Reducing fuel emissions by optimizing speed on shipping routes. *Journal of the Operational Research Society*, 61(3), 523-529.

Lindstad, H., Asbjørnslett, B.E., Strømman, A.H., (2011). Reductions in greenhouse gas emissions and cost by shipping at lower speeds, *Energy Policy*, 39:3456-3464.

Fagerholt, K., Gausel, N. T., Rakke, J. G., & Psaraftis, H. N. (2015). Maritime routing and speed optimization with emission control areas. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 52, 57-73.

Guan, C., Theotokatos, G., Zhou, P., & Chen, H. (2014). Computational investigation of a large containership propulsion engine operation at slow steaming conditions. *Applied energy*, 130, 370-383.

Psaraftis, H. N., & Kontovas, C. A. (2014). Ship speed optimization: Concepts, models and combined speed-routing scenarios. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 44, 52-69.

Wiesmann, A. (2010). Slow steaming—a viable long-term option?. *Wartsila Technical Journal*, 2, 49-55.

Perboli, G., Musso, S., Rosano, M., Tadei, R., & Godel, M. (2017). Synchro-modality and slow steaming: New business perspectives in freight transportation. *Sustainability*, 9(10), 1843.

Tai, H. H., & Lin, D. Y. (2013). Comparing the unit emissions of daily frequency and slow steaming strategies on trunk route deployment in international container shipping. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 21, 26-31.

Tezdogan, T., Incecik, A., Turan, O., & Kellett, P. (2016). Assessing the impact of a slow steaming approach on reducing the fuel consumption of a containership advancing in head seas. *Transportation Research Procedia*, 14, 1659-1668.

Zanne, M., Počuča, M., & Bajec, P. (2013). Environmental and economic benefits of slow steaming. *Transactions on maritime science*, 2(02), 123-127.

Kısmen Akışkana Daldırılmış Düşey Durumdaki Dikdörtgen Plağın İzogeometrik Sonlu Elemanlar – Sınır Eleman Yöntemi ile Lineer Titreşim Analizi

İbrahim Tuğrul Ardıç¹, Erden Yıldızdağ², Ahmet Ergin³

ardici@itu.edu.tr¹, erdenyildizdag@gmail.com², ergina@itu.edu.tr³

^{1,3}Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye

²University of California, Berkeley, USA

ÖZET

Bu çalışmada durağan akışkana kısmen daldırılmış düşey durumdaki dikdörtgen ankastre plakların serbest titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Analizler plağın vakum koşullarındaki ve ıslak durumdaki analizleri olmak üzere iki başlık altında gerçekleştirilmiştir. Her iki durumdaki analizlerde, izogeometrik NURBS konsepti benimsenmiş; plağın vakum koşullarındaki dinamik karakteristiklerini belirlemek amacıyla izogeometrik sonlu elemanlar metodu (IGAFEM) uygulanırken; ıslak durumdaki dinamik karakteristiklerini belirlemek amacıyla ise izogeometrik sınır eleman metodu (IGABEM) tercih edilmiştir. Vakum koşullarındaki yapının hareket denklemleri oluşturulurken Kirchhoff ince plak teorisi benimsenmiştir. Gerçekleştirilen ıslak analizlerde, akışkan viskoz olmayan ve sıkıştırılmaz kabul edilmiş; akışkanın dönel hareketleri ihmal edilmiştir. Akışkan ile plak arasındaki etkileşimin, yalnızca plağın hareketlerinin akışkan ortamında meydana getirdiği basınç alanı aracılığıyla gerçekleştiği kabul edilmiştir. Akışkan-yapı etkileşimi neticesinde plağın dinamik karakteristiklerinde meydana gelen değişimleri saptamak amacıyla lineer hidroelastisite teorisi benimsenmiştir. Vakum koşullarında ve ıslak durumda elde edilen plağın dinamik karakteristikleri (doğal frekanslar ve karşılık gelen mod şekilleri) literatürde yer alan analitik ve deneysel çalışmalar neticesinde elde edilen sonuçlar ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Sonuçlar irdelendiğinde, izogeometrik NURBS konseptinin akışkan-yapı etkileşimi problemlerine efektif olarak uygulanabileceği gözlemlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Hidroelastisite, Akışkan – Yapı Etkileşimi, İzogeometrik Analiz, NURBS

Makale geçmişi: Geliş 07/02/2019 – Kabul 01/04/2019

Linear Vibration Analysis of Clamped Vertical Rectangular Plates Partially Submerged into Fluid by IGAFEM – IGABEM Approach

İbrahim Tuğrul Ardıç¹, Erden Yıldızdağ², Ahmet Ergin³

ardici@itu.edu.tr¹, erdenyildizdag@gmail.com², ergina@itu.edu.tr³

^{1,3} Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey

² University of California, Berkeley, USA

ABSTRACT

In this study, the hydroelastic vibration analysis of clamped rectangular plates vertically in contact with quiescent fluid is carried out. The method of analysis is divided into two parts; namely, in-vacuo and wet. Both in-vacuo and wet analyses are conducted by the novel isogeometric NURBS concept; the in-vacuo analysis is carried out by the isogeometric FEM, while, wet analyses are performed by the isogeometric BEM. In in-vacuo analysis, the Kirchhoff thin plate theory is adopted, and the isogeometric FEM formulation for Kirchhoff plate is presented. In wet analysis, fluid is assumed non-viscous and incompressible; the rotational motions of the fluid is neglected. It is also assumed that fluid actions and related pressure distribution over the structure only occur due to modal vibrations of the structure; in other words, it is assumed that both the elastic structure and the surrounding fluid has no forward speed. The linear hydroelasticity theory is adopted in order to determine the wet dynamic characteristics of the structure under the fluid-structure interaction forces. In-vacuo and wet dynamic characteristics (natural frequencies and corresponding mode shapes) are presented comparatively with the available analytical and experimental results in the literature. It is concluded that the present work demonstrates the versatility of the isogeometric analysis concept.

Keywords: Hydroelasticity, Fluid – Structure Interaction, Isogeometric Analysis, NURBS

Article history: Received 07/02/2019 – Accepted 01/04/2019

1. Giriş

Plaklar ve kabuklar, yapısal elemanlar olarak havacılık, gemi endüstrisi, enerji santralleri ve petrokimya endüstrisi gibi birçok alanda kullanılmaktadır. Bu sebeple akışkanla temas halindeki plak ve kabukların dinamik karakteristiklerinin doğru bir şekilde belirlenmesi, yapının işlevini düzgün bir şekilde yerine getirebilmesi açısından önem arz etmektedir.

Akışkanla temas halindeki plakların dinamik karakteristiklerinin incelenmesi konusundaki temel araştırmalardan birisi, Lindholm ve diğ. (1965) tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmadır. Sonlu

elemanlar yönteminin matematiksel modelinin oluşturulup birçok farklı mühendislik alanında efektif olarak uygulanabileceğinin gösterilmesiyle, Zienkiewicz ve Newton (1969), Marcus (1978) ve Muthuveerappan ve diğ. (1979) sonlu elemanlar metodunu akışkan – yapı etkileşim problemlerine başarıyla uygulamıştır. Sonlu elemanlar yönteminin yanı sıra, ele alınan problemin sınır değer problemlerine indirgenerek daha efektif bir şekilde çözümüne imkan tanıması sebebiyle, sınır eleman yöntemi, akışkan – yapı etkileşim probleminin çözümünde sıklıkla tercih edilmektedir. Ergin ve Uğurlu (2003) ve Uğurlu ve diğ. (2008) akışkan yükü altındaki plakların dinamik karakteristiklerini belirlerken, ayrıklaştırılmış akışkan – plak ara yüzeyindeki hız potansiyellerini, sınır eleman yöntemiyle elde etmişlerdir. Benzer şekilde Ardiç (2017), kısmen veya tamamen akışkana daldırılmış küresel ve silindirik kabukların dinamik karakteristiklerini incelemek amacıyla, akışkanın plak üzerinde oluşturduğu etkiyi sınır eleman yöntemiyle belirlemiştir. Güncel çalışmalarda ise Canales ve Mantari (2017) kalın kompozit plakların hidroelastik titreşim analizini, yüksek dereceden kayma deformasyonu teorisi altında gerçekleştirmişlerdir. Liao ve Ma (2016) ise akışkanın sıkıştırılabilirliğinin yapının hidroelastik titreşim karakteristikleri üzerindeki etkisini araştırmışlardır.

İzogeometrik analiz (IGA) konsepti, bir mühendislik sisteminin bilgisayar destekli tasarımında (CAD) ve bilgisayar destekli analizinde (CAE) – bu analiz yapısal, hidrodinamik, elektromanyetik vs. olabilir – oluşturulan geometri ile analiz edilecek olan ayrıklaştırılmış geometrinin aynı mertebeden şekil fonksiyonları ile temsil edilmesi olarak tanımlanmaktadır. İzogeometrik analiz yaklaşımının matematiksel altyapısı Hughes ve diğ. (2005) tarafından oluşturulmuş ve kısa zamanda elastostatik (Simpson ve diğ, 2012), akışkan – yapı etkileşimi (Bazilevs ve diğ, 2006a), yapısal titreşim analizi (Shojaee ve diğ, 2012) gibi birçok farklı mühendislik alanında başarıyla uygulanmıştır.

Bu çalışmada, düşey olarak akışkana daldırılmış ankastre dikdörtgen plağın dinamik karakteristikleri, izogeometrik sonlu elemanlar metodu (IGAFEM) ile izogeometrik sınır eleman metodu (IGABEM) kullanılarak araştırılmıştır. Akışkan etkisi altında plağın dinamik karakteristiklerini belirleyebilmek amacıyla lineer hidroelastisite teorisi benimsenmiştir. Akışkan viskoz olmayan ve sıkıştırılmaz kabul edilmiş, akışkanın dönel hareketleri hesaplamalara dahil edilmemiştir. Lineer hidroelastisite teorisi çerçevesinde, ele alınan problem vakum koşulundaki yapının dinamik analizi (kısaca vakum analiz) ve yapı-akışkan etkileşimi problemi analizi (kısaca ıslak analiz) olarak ikiye ayrılmıştır. Vakum analizi Kirchhoff ince plak teorisi kapsamında IGAFEM yaklaşımı kullanılarak gerçekleştirilmiş; elde edilen doğal frekanslar ve karşılık gelen modal titreşim formları akışkan probleminin girdilerini oluşturmuştur. Akışkan etkileri, akışkan – plak ara yüzeyinin noktasal kaynaklar (hydrodynamic point source) kullanılarak ayrıklaştırılmasıyla probleme dahil edilmiş, kaynak şiddetleri ise IGABEM yaklaşımıyla belirlenmiştir. Akışkan varlığında elde edilen plağın dinamik karakteristikleri (doğal frekanslar ile karşılık gelen mod şekilleri) literatürde yer alan sayısal ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

2. Matematik Model

2.1. Üniform olmayan oransal B – eğrileri

Karmaşık geometrileri isabetli bir şekilde oluşturabilme kabiliyetinden dolayı, mühendislik tasarımlarında üniform olmayan oransal B – eğrileri sıklıkla kullanılmaktadır. Bu sebeple izogeometrik analiz kapsamında B – eğrileri (B – splines) ve üniform olmayan oransal B – eğrileri (Non – Uniform Rational B – Splines, kısaca NURBS) önemli bir yer teşkil etmektedir.

NURBS konsepti ile oluşturulmuş bir eğri veya yüzey elemanı (NURBS patch); knot vektörü (knot vector), kontrol noktaları ve her bir kontrol noktasının ağırlığı (weight) olmak üzere üç parametre

aracılığıyla ifade edilir. Knot vektörü, eğrinin parametrik uzaydaki koordinatları olarak tanımlanır ve aşağıdaki şekilde gösterilir:

$$\Xi = [\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_{n+p+1}] \quad \xi_i \in \mathbb{R} \quad (1)$$

bu eşiklikte 'i' knot indeksini ($i=1,2,\dots,n+p+1$), 'p' polinomun derecesini, 'n' ise B – eğrilerini tanımlamak amacıyla seçilen şekil fonksiyonu sayısını temsil etmektedir. Kontrol noktaları, oluşturulan eğri veya yüzeyin şeklini belirleyen, şekil fonksiyonlarının vektör değerli katsayılarıdır. Ağırlık terimleri ise eğrinin geometrisi üzerinde her bir kontrol noktasının katkısı olarak tanımlanabilir.

p. dereceden 1-B NURBS eğrisi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$C(\xi) = \sum_{i=1}^n R_i^p(\xi) P_i \quad (2)$$

burada $R_i^p(\xi)$ p. dereceden oransal şekil fonksiyonu olarak tanımlanır.

$$R_i^p(\xi) = \frac{N_{i,p}(\xi) w_i}{\sum_{j=1}^n N_{j,p}(\xi) w_j} \quad (3)$$

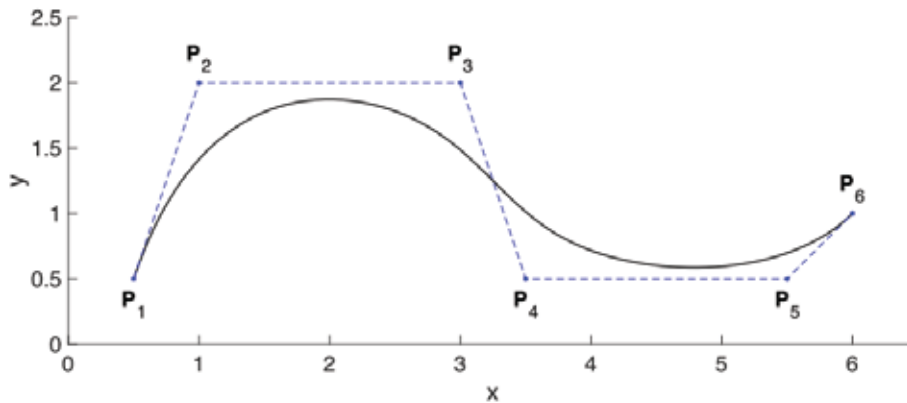
Yukarıdaki eşitlikte P_i , i. kontrol noktasının koordinatlarını, w_i , i. kontrol noktasının ağırlığını, $N_{i,p}$ ise p. dereceden B – eğrisinin şekil fonksiyonlarını temsil etmektedir ve

$$N_{i,p}(\xi) = \begin{cases} 1 & \text{eğer } \xi_i \leq \xi \leq \xi_{i+1}, \\ 0 & \text{diğer koşullarda,} \end{cases} \quad (4)$$

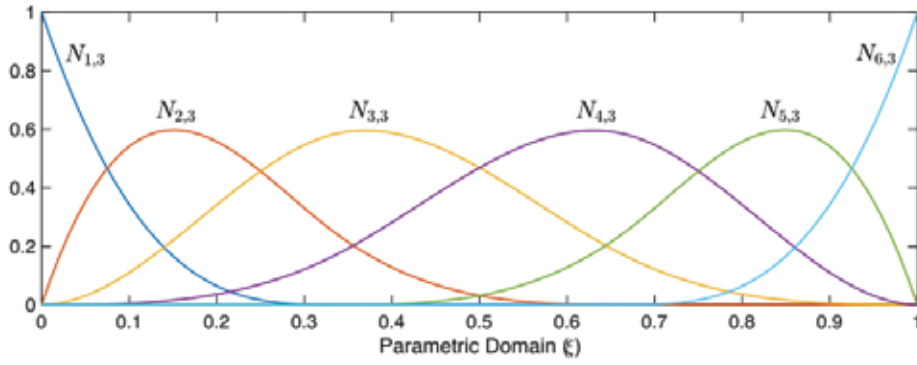
$p = 1,2,3,\dots$, olduğu durumda ise,

$$N_{i,p}(\xi) = \frac{\xi - \xi_i}{\xi_{i+p} - \xi_i} N_{i,p-1}(\xi) + \frac{\xi_{i+p+1} - \xi}{\xi_{i+p+1} - \xi_{i+1}} N_{i+1,p-1}(\xi) \quad (5)$$

şeklinde ifade edilir. 3. dereceden bir NURBS eğrisi ile eğriyi tanımlamakta kullanılan B – eğrisi şekil fonksiyonları sırasıyla Şekil – 1 ve Şekil – 2'de görülmektedir.



Şekil 1. Knot vektörü $\Xi = [0, 0, 0, 0, 1/3, 2/3, 1, 1, 1, 1]$ olan eşit ağırlıklandırılmış bir NURBS eğrisi.



Şekil 2. Knot vektörü $\Xi = [0, 0, 0, 0, 1/3, 2/3, 1, 1, 1, 1]$ olan 1-B B – eğrisine ait şekil fonksiyonları.

Benzer şekilde, 2-B NURBS yüzeyi ise aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$S(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m R_{i,j}^{p,q}(\xi, \eta) P_{i,j} \quad (6)$$

bu eşitlikte $R_{i,j}^{p,q}$, 2-B oransal şekil fonksiyonlarını temsil etmektedir ve aşağıdaki gibi tanımlanır

$$R_{i,j}^{p,q}(\xi) = \frac{N_{i,p}(\xi) M_{j,q}(\xi) w_{i,j}}{\sum_{j=1}^n N_{j,p}(\xi) M_{i,q}(\xi) w_{i,j}} \quad (7)$$

Denklem 6'da $P_{i,j}$, NURBS yüzeyini oluşturmak için kullanılan kontrol noktaları ağığını temsil etmektedir. Denklem 7'de yer alan $N_{i,p}$ ve $M_{j,q}$ ise sırasıyla $\Xi = [\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_{n+p+1}]$ ve $\Upsilon = [\Upsilon_1, \Upsilon_2, \dots, \Upsilon_{n+p+1}]$ knot vektörleri ile tanımlanan p. ve q. dereceden B – eğrisi şekil fonksiyonlarıdır.

2.2. Vakum analizi

Bu bölümde, ince plaklar için vakum koşullarında serbest titreşim probleminin matematik modeli sunulmuştur. Ankastre plağın serbest titreşim problemi, Kirchhoff plak teorisi kullanılarak modellenmiş; plağın kesitine dik doğrultudaki normal gerilmelerin etkisi ihmal edilmiştir. Yapısal sönümün ihmal edildiği durumda çok serbestlik dereceli sistemin serbest titreşim problemi aşağıdaki matris formda diferansiyel denklem takımı ile temsil edilmektedir

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{w}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{w}\} = 0 \quad (8)$$

bu eşitlikte $[\mathbf{M}]$ ve $[\mathbf{K}]$ sırasıyla $N \times N$ boyutlarında global kütle ve rijitlik matrisleridir. IGAFEM yaklaşımında e. eleman için rijitlik matrisi aşağıdaki gibi ifade edilir

$$[\mathbf{K}^e] = \int_{\Omega^e} [\mathbf{B}^e][\mathbf{D}][\mathbf{B}^e] d\Omega^e \quad (9)$$

$[\mathbf{B}^e]$ vektörü ise

$$[\mathbf{B}^e] = [B_{1,1}^e \ B_{2,1}^e \ \dots \ B_{p+1,q+1}^e], \quad B_{i,j}^e = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 R_{i,j}^e}{\partial^2 x} \\ \frac{\partial^2 R_{i,j}^e}{\partial^2 y} \\ \frac{\partial^2 R_{i,j}^e}{\partial x \partial y} \end{bmatrix} \quad (10)$$

formundadır. Eleman kütle matrisi ise aşağıdaki gibidir

$$[\mathbf{M}^e] = \int_{\Omega^e} (\rho t [\mathbf{N}_1^e]^T [\mathbf{N}_1^e] + \rho \frac{t^3}{12} [\mathbf{N}_2^e]^T [\mathbf{N}_2^e]) d\Omega^e \quad (11)$$

$[\mathbf{N}_1^e]$ vektörü ile $[\mathbf{N}_2^e]$ matrisi ise

$$[\mathbf{N}_1^e] = [R_{1,1}^e \ R_{2,1}^e \ \dots \ R_{p+1,q+1}^e] \quad (12)$$

$$[\mathbf{N}_2^e] = \begin{bmatrix} \frac{\partial R_{1,1}^e}{\partial x} & \frac{\partial R_{2,1}^e}{\partial x} & \dots & \frac{\partial R_{p+1,q+1}^e}{\partial x} \\ \frac{\partial R_{1,1}^e}{\partial y} & \frac{\partial R_{2,1}^e}{\partial y} & \dots & \frac{\partial R_{p+1,q+1}^e}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (13)$$

formundadır. (9) ve (11) eşitliklerinde yer alan Ω^e terimi, e. elemanın yüzey alanını temsil etmektedir. (10), (12) ve (13) eşitliklerinde yer alan $R_{i,j}^e$ terimi e. elemanın sıfırdan farklı oransal şekil fonksiyonlarını temsil etmektedir. (9) eşitliğinde yer alan $[\mathbf{D}]$ matrisi ise düzlem gerilme durumu için elastisite tensörü olarak tanımlanır ve lineer izotropik malzemeler için aşağıdaki formdadır

$$[\mathbf{D}] = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1-\nu \end{bmatrix} \quad (14)$$

bu eşitlikte E ve ν sırasıyla malzemenin Elastisite modülü ile Poisson oranını temsil etmektedir. Bu bilgiler ışığında (8) eşitliği ile tanımlanan özdeğer probleminin çözülmesiyle, plağın vakum koşullarındaki doğal frekansları ile her bir doğal frekansa karşılık gelen modal titreşim formları elde edilir.

2.3. Islak analiz

Plağın temas halinde olduğu akışkanın ideal olduğu; bir başka deyişle akışkanın sıkıştırılmaz, viskoz olmayan ve hareketlerinin irrotasyonel olduğu durumda, plağın titreşimleri neticesinde oluşan akışkan hareketlerini temsil eden bir hız vektörü vardır ve bu vektör akışkan hız potansiyeli fonksiyonunun gradyeni olarak tanımlanır

$$\mathbf{v}(x, y, z, t) = \nabla \Phi(x, y, z, t) \quad (15)$$

bu eşitlikte yer alan akışkan hız potansiyeli fonksiyonu ise plağın modal titreşimleri neticesinde ıslak yüzeyinde oluşan hız potansiyellerinin süperpozisyonu şeklinde ifade edilebilir

$$\Phi(x, y, z, t) = \sum_{j=1}^M \text{Re}[i\omega \phi_j(x, y, z) e^{i\omega t}] \quad (16)$$

Bu eşitlikte yer alan ϕ_j terimi, plağın j. vakum modunda titreştiği durumda ıslak yüzey boyunca meydana gelen akışkan hız potansiyelini temsil etmektedir. Bu durumda akışkan – plak ara yüzeyinde kinematik sınır koşulu gereği, plak ile akışkanın yüzeye normal doğrultudaki hız bileşenleri eşit büyüklükte olmalıdır

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = -\mathbf{u}_r \cdot \mathbf{n} \quad (17)$$

burada \mathbf{u}_r , vakum koşullarındaki plağın izogeometrik sonlu elemanlar analizi neticesinde elde edilen yüzey normali doğrultusundaki modal yer değiştirmelerini temsil etmektedir. Akışkan serbest yüzeyinde ise, plağın titreşimlerinin yüksek frekans bölgesinde olduğu göz önünde bulundurularak, sonsuz frekans koşulunun

$$\phi_r = 0 \quad (18)$$

geçerli olduğu kabul edilmiştir. Bu çalışmada akışkan serbest yüzeyindeki sonsuz frekans koşulu, imaj metodu (Ergin ve Uğurlu, 2003) aracılığıyla probleme dahil edilmiştir. Akışkan – plak ara yüzeyindeki hız potansiyeli, sınır integral formda aşağıdaki gibi ifade edilebilir

$$c_k \phi(P) = \iint_{S_w} q(Q) \phi^*(P, Q) ds(Q) - \iint_{S_w} \phi(Q) q^*(P, Q) ds(Q) \quad (19)$$

Bu eşitlikte S_w , akışkan-plak etkileşim arayüzünün tamamını temsil etmektedir. Eşitlik (19)'da tanımlanan integral denklemi, akışkan – plak ara yüzeyi ile oluşturulan imajiner yüzeyin, NURBS şekil fonksiyonları aracılığıyla temsil edilen 2-B sınır elemanlar kullanılarak ayrıklaştırılmasıyla,

$$c_k \phi_k^{(r)} + \sum_{e=1}^{n_p} \sum_{i=1}^{p+1} \sum_{j=1}^{q+1} \iint_{S_{w+e}^e} R_{i,j}^e(\xi, \eta) \phi_{i,j}^{e(r)} q^*(P, Q) d\Gamma(Q) = \sum_{e=1}^{n_p} \sum_{i=1}^{p+1} \sum_{j=1}^{q+1} (\mathbf{u}_{r,ij} \cdot \mathbf{n}_{r,ij}) \iint_{S_{w+e}^e} R_{i,j}^e(\xi, \eta) \phi^*(P, Q) d\Gamma(Q) \quad (20)$$

$k = 1, \dots, n_{cp}$

şeklinde ifade edilir. Bu eşitlikte n_p , ayrıklaştırmada kullanılan panel adedini, n_{cp} ise ayrıklaştırılan yüzeyi temsil eden toplam kontrol noktası sayısını temsil etmektedir. S_{w+e}^e , e. panelin ıslak ve imajiner yüzeyleridir. $\mathbf{u}_{r,ij}$ ve $\mathbf{n}_{r,ij}$ sırasıyla her bir kontrol noktasındaki modal yer değiştirmeler ile yüzey normal vektörünü temsil etmektedir. r indisi ise Denklem (20) ile tanımlanan matris eşitliğinin tatbik edildiği modun numarasını ifade eder. Son olarak, $\phi^*(P, Q)$ ve $q^*(P, Q)$ terimleri ise sırasıyla 3-B Laplace probleminin Green fonksiyonu ile Green fonksiyonun gradyenini temsil etmektedir.

Her bir moda karşılık gelen ıslak yüzeydeki hız potansiyelleri elde edildikten sonra, plağa etkileyen akışkan kuvvetlerini temsilen eksü kütlesi değerleri aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir (Ergin ve Uğurlu, 2003)

$$A_{rk} = \frac{\rho}{\omega^2} \sum_{e=1}^{n_p} \sum_{i=1}^{p+1} \sum_{j=1}^{q+1} \iint_{S_w^e} R_{i,j}^e \phi_{i,j}^{e(r)} [\mathbf{u}_{r,ij} \cdot \mathbf{n}_{r,ij}] d\Gamma \quad (21)$$

bu eşitlikte ρ ve ω sırasıyla akışkanın özkütlesi ile doğal frekansını temsil etmektedir. Akışkan hareketlerinin yalnızca plağın modal titreşimleri neticesinde meydana geldiği ve plağın görece yüksek frekans bölgesinde titreştiği durumda, akışkanın plak üzerinde oluşturduğu etkinin yalnızca eksü kütlesi olarak ele alınabileceği ve sönüm etkilerinin ihmal edilebilir olduğu söylenebilir. Bu durumda akışkan – yapı etkileşimi etkisi altındaki plağın hareket denklemi matris formda aşağıdaki gibi ifade edilebilir

$$[-\omega^2 (\mathbf{a} + \mathbf{A}) + \mathbf{c}] \mathbf{u} = 0 \quad (22)$$

bu eşitlikte \mathbf{a} ve \mathbf{c} matrisleri sırasıyla plağın genelleştirilmiş kütle ve rijitlik matrisleridir. \mathbf{A} matrisi ise her bir terimi (21) eşitliği kullanılarak elde edilen, $M \times M$ boyutlarındaki eksü kütleli matrisidir. (22) eşitliği ile tanımlanan hareket denkleminin çözülmesiyle, plağın ıslak frekansları, ω , ile her bir ıslak frekansa karşılık gelen ıslak mod şekilleri, \mathbf{u} , elde edilir.

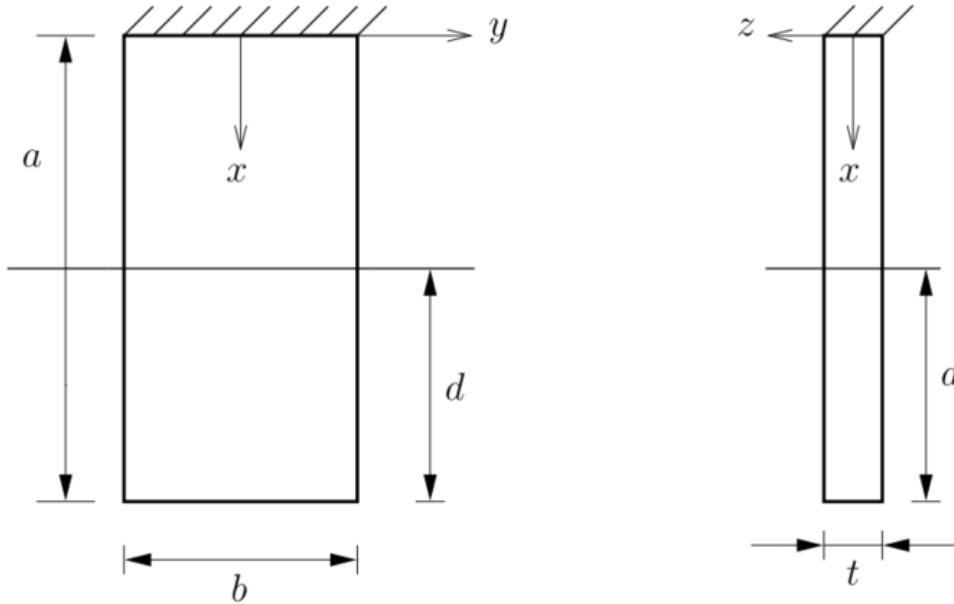
3. Sayısal Sonuçlar

Bu bölümde, kısmen akışkana daldırılmış düşey durumdaki dikdörtgen plağın izogeometrik sonlu elemanlar – sınır eleman yöntemi ile elde edilen dinamik karakteristikleri, literatürde yer alan sonuçlar ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Sayısal hesaplamalarda Lindholm ve diğ. (1965) tarafından ele alınan dikdörtgen plağın dinamik karakteristikleri incelenmiştir. Şekil 3’de geometrisi tanımlanmış olan plağın uzunluğu $a = 1.016$ m, genişliği $b = 0.2032$ m, ve kalınlığı $t = 4.84$ mm.’dir. Plak çelik malzemeden imal edilmiştir ve Elastisite Modülü $E = 206.8$ GPa, Poisson oranı $\nu = 0.3$, yoğunluğu $\rho_s = 7830$ kg/m³’dür. Plağı çevreleyen akışkanın yoğunluğu ise $\rho_f = 1000$ kg/m³’dür.

3.1. Vakum analizi

Bu bölümde, mekanik ve geometrik karakteristikleri tanımlanmış olan dikdörtgen plağın vakum koşullarındaki doğal frekansları ile karşılık gelen titreşim mod şekilleri, Bölüm 2.2’de belirtilen izogeometrik sonlu elemanlar yöntemi aracılığıyla elde edilmiştir.



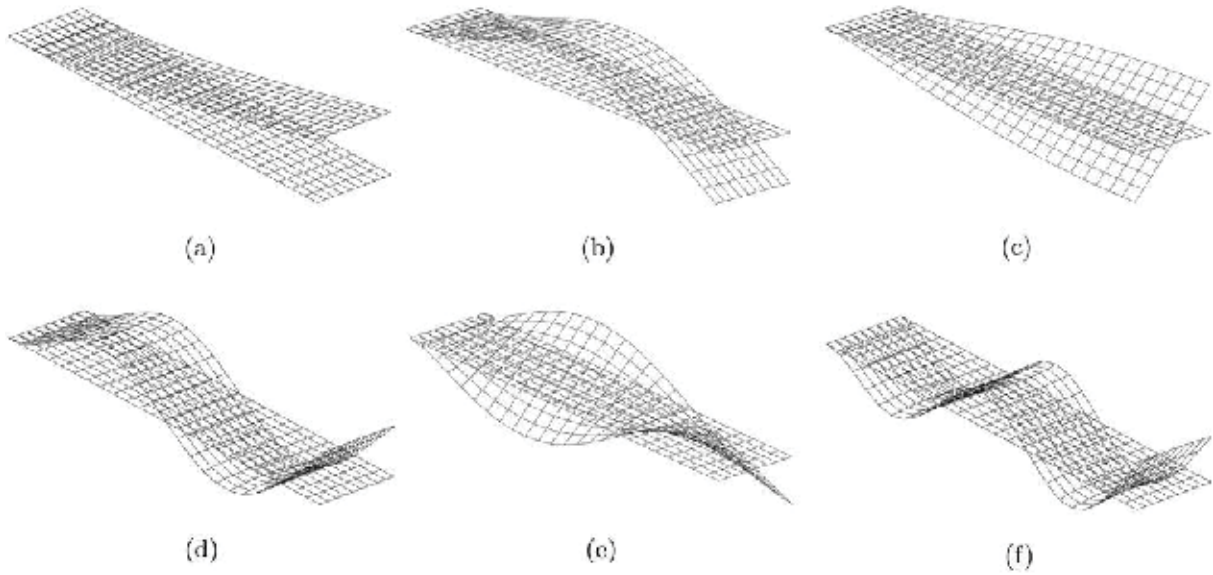
Şekil 3. Ankastre dikdörtgen plağın geometrik karakteristikleri.

Vakum analizinde, dikdörtgen plak eni doğrultusunda 16 eleman; boyu doğrultusunda ise 64 eleman olacak şekilde toplamda 1024 adet yüzey elemanı ile ayrıklaştırılmıştır. Geliştirilen matematik model ile hesaplanan sonuçlar, Kwak ve Yang’ın (2013) yarı – analitik yöntemle ve Lindholm ve diğ. (1965) deneysel olarak elde ettiği sonuçlar ile benzer problemin ANSYS sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak modellendiği durumda elde edilen sonuçlar ile birlikte, Tablo 1’de karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Tablo 1. Dikdörtgen plağın vakum koşullarındaki doğal frekansları (Hz).

| Mod numarası | Mod şekli | IGAFEM | FEM (ANSYS) | Kwak ve Yang (2013) | Lindholm ve diğ. (1965) |
|--------------|-----------|---------------|---------------|---------------------|-------------------------|
| | | (1024 eleman) | (1024 eleman) | | |
| 1 | S | 3.94 | 3.95 | 3.98 | 3.84 |
| 2 | S | 24.69 | 24.72 | 24.91 | 24.20 |
| 3 | A | 39.37 | 39.13 | 39.55 | 39.10 |
| 4 | S | 69.32 | 69.33 | 69.84 | 68.10 |
| 5 | A | 120.44 | 119.71 | 121.05 | 121.00 |
| 6 | S | 136.39 | 136.28 | 137.35 | - |

Tablo – 1’de sunulan sonuçlar, mod şekillerinin simetrik (S) ve antisimetrik (A) olma özelliklerine göre isimlendirilmiştir. Plağın boyuna doğrultusunda, iki yan kenarın ortasından geçen bir eksen olduğu düşünülmüş ve bu eksen simetri ekseni olarak seçilmiştir. Bu tanımlama kapsamında, 1,2,4 ve 5 no’lu modların simetrik; 3 ve 6 no’lu modların ise antisimetrik olduğu gözlemlenmektedir (Şekil – 4). Ayrıca 3 ve 5 no’lu mod şekillerinin burulma titreşimlerine; 1,2,4 ve 6 no’lu modların ise plağın eğilme titreşimlerine karşılık geldiği görülmektedir. Bu çalışma kapsamında izogeometrik sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçların, literatürdeki çalışmalar neticesinde elde edilen sonuçlarla uyum içinde olduğu görülmektedir. Şekil – 4’de vakum koşullarında ilk 6 titreşim modu görülmektedir.



Şekil 4. Dikdörtgen plağın vakum koşullarında ilk 6 mod şekli: (a) 1.mod (3.94 Hz.), (b) 2.mod (24.69 Hz.), (c) 3.mod (39.37 Hz.), (d) 4.mod (69.32 Hz.), (e) 5. Mod (120.44 Hz.), (f) 6.mod (136.39 Hz.)

3.2. Islak analiz

Dikdörtgen plağın ıslak analizinde hesaplamalar, $d/a = 0.25, 0.50, 0.75, 1$ olacak şekilde dört farklı derinlik oranı için gerçekleştirilmiştir. Sonuçların yakınsaklığını analiz etmek amacıyla dört farklı ayrıklaştırma durumu için, plağın ilk 6 ıslak frekans değeri dikkate alınmıştır. İlk grup ayrıklaştırmada, dört farklı daldırma oranı için ($d/a = 0.25, 0.50, 0.75, 1$) plak enine doğrultuda 4 eleman ve boyuna doğrultuda sırasıyla 4, 8, 12 ve 16 eleman olacak şekilde, sırasıyla toplamda 44, 84, 124 ve 164 panel kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. İkinci grup ayrıklaştırmada, enine doğrultudaki eleman sayısı 6’ya

çıkartılmış; boyuna doğrultuda sırasıyla 6, 12, 18 ve 24 eleman olacak şekilde, sırasıyla 90, 174, 258 ve 342 panel kullanılmıştır. Benzer şekilde, yine dört farklı daldırma durumunda, üçüncü grup ayrıklaştırmada panel sayısı sırasıyla 152, 174, 440 ve 584'e; dördüncü grup ayrıklaştırmada ise 230, 450, 670 ve 890'a çıkarılmıştır.

Tablo – 2 ve 3'de dört farklı daldırma durumunda, her bir daldırma durumu için bir önceki paragrafta belirtilen dört grup ayrıklaştırma neticesinde elde edilen ilk 6 ıslak doğal frekans için yakınsaklık analizi sonuçları görülmektedir. Tablolar incelendiğinde, üçüncü ve dördüncü grup ayrıklaştırma neticesinde elde edilen ıslak frekans değerleri arasındaki farkın tüm daldırma oranları için oldukça küçük olduğu gözlemlenmektedir.

Tablo 2. $d/a = 0.25$ ve 0.5 daldırma oranları için plağın ilk 6 ıslak doğal frekans değerlerinin yakınsaklığı.

| Mod numarası | Mod şekli | Daldırma Oranı (d/a) | | | | | | | |
|--------------|-----------|----------------------|-----------|------------|------------|-----------|------------|------------|------------|
| | | 0.25 | | | | 0.5 | | | |
| | | 44 eleman | 90 eleman | 152 eleman | 230 eleman | 84 eleman | 174 eleman | 296 eleman | 450 eleman |
| 1 | S | 2.34 | 2.30 | 2.29 | 2.29 | 1.78 | 1.81 | 1.84 | 1.86 |
| 2 | S | 21.40 | 21.41 | 21.42 | 21.42 | 17.08 | 16.34 | 16.08 | 15.98 |
| 3 | A | 30.88 | 29.97 | 29.67 | 29.42 | 26.15 | 25.34 | 25.16 | 25.16 |
| 4 | S | 62.75 | 61.69 | 61.06 | 60.67 | 54.90 | 53.56 | 53.03 | 52.80 |
| 5 | A | 106.13 | 105.46 | 105.30 | 105.25 | 99.80 | 96.62 | 95.34 | 94.87 |
| 6 | S | 123.68 | 120.39 | 118.79 | 117.93 | 112.06 | 105.34 | 102.29 | 100.84 |

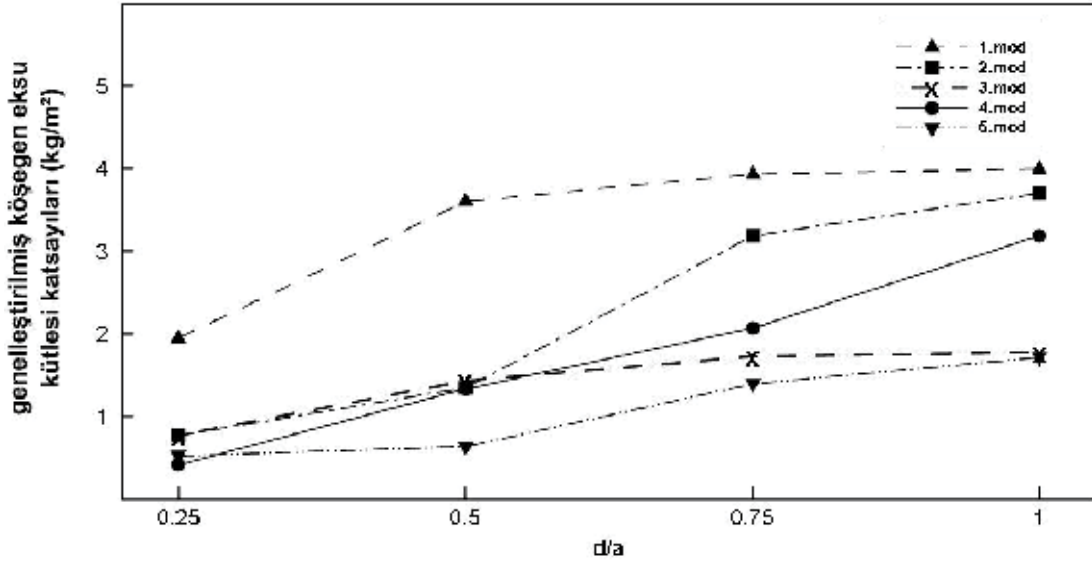
Tablo 3. $d/a = 0.75$ ve 1.0 daldırma oranları için plağın ilk 6 ıslak doğal frekans değerlerinin yakınsaklığı.

| Mod numarası | Mod şekli | Daldırma Oranı (d/a) | | | | | | | |
|--------------|-----------|----------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| | | 0.75 | | | | 1.0 | | | |
| | | 124 eleman | 258 eleman | 440 eleman | 670 eleman | 164 eleman | 342 eleman | 584 eleman | 890 eleman |
| 1 | S | 1.68 | 1.72 | 1.75 | 1.77 | 1.66 | 1.71 | 1.74 | 1.76 |
| 2 | S | 12.53 | 12.18 | 12.11 | 12.11 | 11.46 | 11.36 | 11.40 | 11.45 |
| 3 | A | 24.92 | 24.09 | 23.86 | 23.85 | 24.64 | 23.85 | 23.65 | 23.64 |
| 4 | S | 44.23 | 41.19 | 39.99 | 39.48 | 36.76 | 34.88 | 34.29 | 34.12 |
| 5 | A | 83.13 | 79.14 | 77.73 | 77.30 | 77.70 | 74.35 | 72.96 | 71.82 |
| 6 | S | 100.92 | 93.14 | 89.46 | 87.65 | 82.70 | 75.66 | 73.32 | 73.10 |

Tablo 4. Elde edilen ilk 6 ıslak frekans değerinin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması.

| Mod no. | Mod şekli | Bu çalışma | | | | | Lindholm ve diğ. (1965) | | | | |
|---------|-----------|-----------------|----------------------|--------|-------|-------|-------------------------|----------------------|-------|-------|-------|
| | | Vakum koşulları | Daldırma oranı (d/a) | | | | Vakum koşulları | Daldırma oranı (d/a) | | | |
| | | | 0.25 | 0.5 | 0.75 | 1.0 | | 0.25 | 0.5 | 0.75 | 1.0 |
| 1 | S | 3.94 | 2.29 | 1.86 | 1.77 | 1.76 | 3.84 | 2.17 | 1.82 | 1.79 | 1.78 |
| 2 | S | 24.69 | 21.42 | 15.98 | 12.11 | 11.45 | 24.20 | 21.01 | 15.50 | 11.99 | 11.50 |
| 3 | A | 39.37 | 29.42 | 25.16 | 23.85 | 23.64 | 39.10 | 29.75 | 25.50 | 24.20 | 24.20 |
| 4 | S | 69.32 | 60.67 | 52.80 | 39.48 | 34.12 | 68.10 | 57.36 | 51.61 | 38.27 | 33.50 |
| 5 | A | 120.44 | 105.25 | 94.87 | 77.30 | 71.82 | 121.00 | 106.35 | 95.99 | 79.00 | 75.26 |
| 6 | S | 136.39 | 117.93 | 100.84 | 87.65 | 73.10 | - | - | - | - | - |

Tablo 4’de bu çalışmada elde edilen ıslak frekans değerleri, Lindholm ve diğ. (1965) deneysel çalışmaları neticesinde elde edilen frekans değerleri ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Tablodan da görüleceği üzere bu çalışmada elde edilen frekans değerleri, deneysel sonuçlar ile uyum içindedir. Sonuçlar arasındaki fark, 0.2% - 5.8% arasındadır. Ayrıca plağın daldırma oranı arttıkça, bir başka deyişle plağın akışkan ile temas eden yüzeyi arttıkça, plak üzerindeki akışkan eksu kütlesi değeri arttığı için, ıslak doğal frekansların değerinin azaldığı gözlemlenmektedir.



Şekil 5. İlk 5 moda karşılık gelen genelleştirilmiş eksu kütlesi katsayılarının daldırma oranı (d/a) ile değişimi.

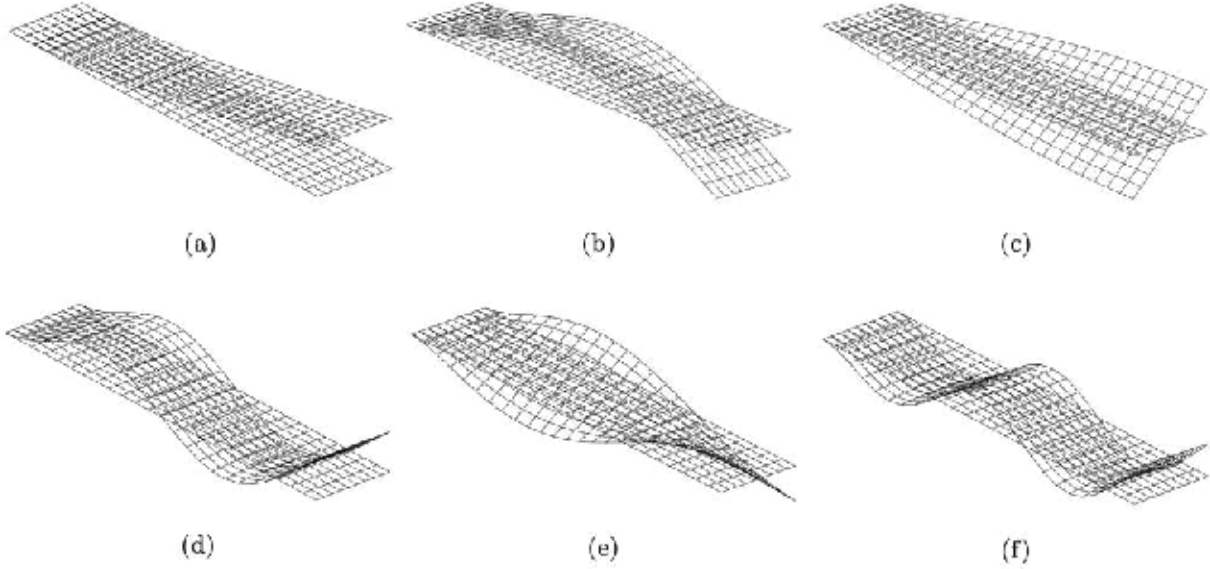
Şekil 5’de dört farklı daldırma oranı için (d/a = 0.25, 0.5, 0.75, 1) ilk 5 moda karşılık gelen genelleştirilmiş köşegen eksu kütlesi katsayıları görülmektedir. Eksu kütlesi katsayıları, genelleştirilmiş kütle değerine göre (1 kgm²) normalize edilmiştir. Grafikten de görüleceği üzere, tüm modlar için plağın daldırma oranı (d/a) arttıkça, karşılık gelen köşegen eksu kütlesi katsayısı büyümektedir.

Tablo 5. d/a = 0.5 için ilk 6 moda karşılık gelen genelleştirilmiş eksu kütlesi katsayıları matrisi (kgm²).

| Mod no. | 1 (S) | 2 (S) | 3 (A) | 4 (S) | 5 (A) | 6 (S) |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1 (S) | 3.368 | 0.380 | 0.000 | 0.735 | 0.000 | 0.510 |
| 2 (S) | 0.380 | 1.361 | 0.000 | 1.030 | 0.000 | 0.004 |
| 3 (A) | 0.000 | 0.000 | 1.396 | 0.000 | 0.516 | 0.000 |
| 4 (S) | 0.735 | 1.030 | 0.000 | 1.364 | 0.000 | 0.644 |
| 5 (A) | 0.000 | 0.000 | 0.516 | 0.000 | 0.630 | 0.000 |
| 6 (S) | 0.510 | 0.004 | 0.000 | 0.644 | 0.000 | 1.027 |

Tablo 5’de, d/a = 0.5 için ilk 6 moda karşılık gelen genelleştirilmiş eksu kütlesi katsayıları matrisi (kgm²) görülmektedir. Bölüm 2.3’de de belirtildiği üzere, Tablo – 5’de yer alan genelleştirilmiş eksu kütlesi katsayıları, plağın akışkanla temas ettiği durumda vakumdaki mod şekillerinde titreştiği varsayımı altında hesaplanmıştır. Tablo – 5 incelendiğinde, genelleştirilmiş eksu kütlesi katsayıları matrisinin köşegen elemanlarının, diğerlerine göre oldukça büyük değerler aldığı gözlemlenmektedir. Plağın burulma titreşimlerine karşılık gelen 3 ve 5 no’lu modları ile, eğilme titreşimlerine karşılık gelen 1,2,4 ve 6 no’lu modlarının kendi aralarındaki hidrodinamik etkileşimin, burulma modları ile titreşim modları arasındaki hidrodinamik etkileşime nazaran oldukça kuvvetli olduğu görülmektedir. Ayrıca matrisin karşılıklı köşegen simetrik elemanlarının aynı değerleri alması sebebiyle, karşılıklı modların birbirleri

üzerindeki hidrodinamik etkilerinin aynı olduğu söylenebilir. Şekil – 6’da ise plağın $d/a = 0.5$ daldırma oranı için ilk 6 ıslak mod şekilleri görülmektedir. Genelleştirilmiş eksu kütleleri katsayıları matrisinde köşegen elemanların köşegen olmayanlara göre oldukça büyük değerler alması sebebiyle, vakumdaki ile ıslak mod şekilleri arasındaki farklılığın ihmal edilebilir düzeyde olduğu gözlemlenmektedir (Şekil – 4 ve Şekil – 6).



Şekil 6. Dikdörtgen plağın $d/a = 0.5$ daldırma durumunda ilk 6 ıslak mod şekli: (a) 1.mod (1.86 Hz.), (b) 2.mod (15.98 Hz.), (c) 3.mod (25.16 Hz.), (d) 4.mod (52.80 Hz.), (e) 5. Mod (105.25 Hz.), (f) 6.mod (120.39 Hz.)

4. Sonuçlar ve Değerlendirmeler

Bu çalışmada kısmen akışkana daldırılmış düşey durumdaki dikdörtgen plağın izogeometrik sonlu elemanlar – sınır eleman yöntemi ile hidroelastik titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Lineer hidroelastisite teorisi kapsamında, dikdörtgen plağın titreşim problemi vakum koşullarındaki dinamik analizi (kısaca vakum analiz) ve akışkan ortamındaki analizi (kısaca ıslak analiz) olarak ikiye ayrılmıştır. Elde edilen vakum koşullarındaki ve ıslak durumdaki doğal frekans değerleri, literatürdeki analitik ve deneysel yöntemler aracılığıyla elde edilen sonuçlar ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar irdelendiğinde, izogeometrik sonlu elemanlar ve sınır eleman yöntemlerinin, dinamik akışkan – yapı etkileşimi problemlerinin çözümünde efektif olarak uygulanabileceği gözlemlenmiştir. Ayrıca, uygun giriş elemanlarının matematik modele dahil edilmesi ile izogeometrik sonlu elemanlar metodu stifnerli plaklara ve kabuklara da uygulanabilmektedir. Gelecek çalışmalarda stifnerli plak ve kabukların akışkan varlığındaki dinamik karakteristiklerinin incelenmesinin yanı sıra, serbest yüzey Green fonksiyonunun kullanıldığı sınır eleman metodu ile oluşturulacak matematik model aracılığıyla, hibrit yöntemin gemi ve açık deniz yapılarının hidroelastik titreşim problemlerine uygulanması planlanmaktadır.

5. Kaynaklar

Ardıç, T. (2017). Kısmen veya tamamen akışkana daldırılmış sonsuz derin akışkan ortamındaki kabukların hidroelastik ve elastoakustik analizi. İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.

Bazilevs, Y., Calo, V., Zhang, Y., Hughes, T.J. (2006a). Isogeometric fluid–structure interaction analysis with applications to arterial blood flow. *Comput. Mech.* 38, 310–322.

Canales, F., Mantari, J. (2017) Laminated composite plates in contact with a bounded fluid: free vibration analysis via unified formulation. *Composite Structures.* 162, 374–387.

Ergin, A., Uğurlu, B. (2003). Linear vibration analysis of cantilever plates partially submerged in fluid. *J. Fluid Struct.* 17, 927–939.

Hughes, T.J., Cottrell, J.A., Bazilevs, Y. (2005). Isogeometric analysis: cad, finite elements, nurbs, exact geometry and mesh refinement. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 194, 4135–4195.

Kwak, M.K., Yang, D.H. (2013). Free vibration analysis of cantilever plate partially submerged into a fluid. *J. Fluid Struct.* 40, 25–41.

Liao, C.Y., Ma, C.C. (2016) Vibration characteristics of rectangular plate in compressible inviscid fluid. *J. Sound Vib.* 362, 228–251.

Lindholm, U.S., Kana, D.D., Chu, W.H., Abramson, H.N. (1965). Elastic vibration characteristics of cantilever plates in water. *J. Ship Res.* 9, 11–22.

Muthuveerappan, G., Ganesan, N., Veluswami, M. (1979). A note on vibration of a cantilever plate immersed in water. *J. Sound Vib.* 63, 385–391.

Shojaee, S., Izadpanah, E., Valizadeh, N., Kiendl, J. (2012). Free vibration analysis of thin plates by using a nurbs-based isogeometric approach. *Finite Elem. Anal. Des.* 61, 23–34.

Simpson, R.N., Bordas, S.P., Trevelyan, J., Rabczuk, T. (2012). A two-dimensional isogeometric boundary element method for elastostatic analysis. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 209, 87–100.

Uğurlu, B., Kutlu, A., Ergin, A., Omurtag, M. (2008). Dynamics of a rectangular plate resting on an elastic foundation and partially in contact with a quiescent fluid. *J. Sound Vib.* 317, 308–328.

Zienkiewicz, O., Newton, R. (1969). Coupled vibrations of a structure submerged in a compressible fluid. In: *Symposium on Finite Element Techniques.* Univ. of Stuttgart, Germany.

Lineer Olmayan BEM ve RANS Yöntemleriyle Gemi Pervanelerinin Performans Tahmini

Ahmet Soydan¹, Şakir Bal²

soydan16@itu.edu.tr^{1,2}, sbal@itu.edu.tr²

¹Seft Dizayn ve Mühendislik, İstanbul, Türkiye

²Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye

ÖZET

Kanat elemanı momentum tekniği, bir pervanenin performans tayininde son derece hızlı, basit ve efektif bir yöntemdir. Geleneksel lineer kanat elemanı momentum yöntemi, direncin indüklenmiş hücum açısı üzerindeki etkisinin küçük olduğunu kabul eder. Dolayısıyla, kanat açıklığı boyunca indüklenmiş hücum açıları küçük kalır. Ancak bu yaklaşımözellikle, yüksek ilerleme sayılarında doğru sonuçlar vermez. Lineer olmayan kanat elemanı momentum teoris bu problem çözer. Bu çalışmada, DTMB 4381 test pervanesinin açık su performansı kanat elemanı momentum teorisi ve RANS yöntemleriyle incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, lineer kanat elemanları yönteminin sonuçları ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kanat Elemanı Momentum Teorisi, CFD, RANS, Momentum Teorisi, Kanat Elemanı Teorisi, Gemi Pervanesi.

Makale geçmişi: Geliş 09/01/2019 – Kabul 30/01/2019

Performance Prediction of Marine Propellers By Nonlinear Bem and RANS Methods

Ahmet Soydan¹, Şakir Bal²

soydan16@itu.edu.tr^{1,2}, sbal@itu.edu.tr²

¹Seft Design and Engineering, Istanbul, Turkey.

²Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey

ABSTRACT

Blade element momentum (BEM) technique is a fast, simple and an efficient method applied to measure the performance of propeller. The traditional linear BEM method is based on the assumption that the drag has a little effect on the induced angle of attack and thus the induced angle of attack is very small at all sections along the blade. However, it is known that this approach creates inaccurate results especially on high advanced ratios. The Nonlinear BEM method avoids this inaccuracy arising from this negligence. In this paper, the open water performance of benchmark propeller DTMB 4381 has been investigated by using the nonlinear BEM and RANS methods. The results have been compared with the linear BEM method and experimental results.

Keywords: Blade Element Momentum Theory, CFD, RANS, Momentum Theory, Blade Element Theory, Ship Propeller.

Article history: Received 09/01/2019 – Accepted 30/01/2019

Nomenclature

| | |
|----------------|--------------------------------|
| BEM | : Blade element momentum |
| c | : Chord length |
| CFD | : Computational Fluid Dynamics |
| C_D | : Drag coefficient |
| C_L | : Lift coefficient |
| $C_{L,\alpha}$ | : Linear lift curve slope |
| C_P | : Power coefficient |
| C_p | : Pressure coefficient |
| C_T | : Thrust coefficient |

| | |
|------------|-----------------------------------|
| DTMB | : David Taylor Model Basin |
| J | : Advanced ratio |
| J_i | : Local induced advance ratio |
| N | : Number of blades |
| Q | : Propeller torque |
| R | : Propeller radius |
| RANS | : Reynolds Averaged Navier-Stokes |
| T | : Propeller thrust |
| V_∞ | : Incoming velocity |
| α | : Angle of attack |
| α_i | : Induced angle |
| β | : Propeller pitch angle |
| λ | : Propeller pitch length |
| Φ | : Advance angle |
| σ | : Solidarity factor |
| ω | : Angular rotational speed |
| Re | : Reynolds number |

1. Introduction

Prediction of hydrodynamic performance of marine propellers has always been a very challenging problem in ship hydrodynamics. CFD (Computational Fluid Dynamics) methods have become very available to solve the problems in the hydrodynamics of marine propellers in recent years. Although the day by day evolution of numerical methods in CFD has been improved significantly, it is still difficult to generate grids to achieve accurate and converged results for rotating propellers and turbine blades. The calculations are very sensitive to grids and boundary conditions. For this reason, when the difficulty of grid generation, long computational times and high costs are taken into consideration, other methods than CFD can be still practical in the preliminary design of marine propellers.

Fast and simple methods can be still applied in the conceptual and preliminary design phases of marine propellers though they have low order accuracy. This usage makes the design process very short. CFD and model testing can be used in the later stages of design process. For instance, lifting surface methods are very simple, fast and efficient approaches to model the cavitating and optimum propellers (Grassi and Brizzolara, 2007, Bal, 2011a and Bal 2011b). Podded propellers were also simulated successfully by a lifting surface technique (Bal and Guner, 2009). Blade element momentum theory is one of these fast and efficient methods. This theory couples the momentum and blade element techniques. In the momentum theory, the actuator disc method is used to represent the propeller. It was originally developed by Rankine. On the other hand, blade element momentum theory has the concept of dividing propeller blade into separate elements (isolated segments) along the radius

(Molland et al, 2011 and Sun et al, 2016). This method was proposed originally by Drzewiecki in 1892. Drzewiecki drew the velocity triangle for each radial section without including velocity induction as reported in (Okulov et al. 2016). The optimum propeller concept was emerged with the development of vortex theory. According to this theory, there is a theoretical maximum value of the energy obtained from the flow. It has an upper limit, which is called the Betz-Joukowsky limit. In 1935, Glauert combined the momentum and blade element theories and developed a conventional blade element momentum theory (Glauert, 1935). More recently, by using Wageningen-B propeller series, a combined blade element momentum theory was implemented for both lightly and moderately loaded marine propellers and the results were with those of three-dimensional RANS solvers (Benini, 2004). All these methods assumed small induced angle of attack at sections along the blade radius. However, it is known that this classical approach gives inaccurate results especially for high advanced ratios. Whitmore and Merrill later developed a correction for nonlinear blade element momentum theory to avoid the inaccuracy arising from linear assumption. This method had better representation for measured propeller performance (Whitmore and Merrill, 2012). Performance of the standard test propeller DTMB4119 was later computed by using blade element momentum theory with Goldstein circulation correction and the results by this approach were compared with those of 3D Navier-Stokes calculations (Ulgen, 2017). In addition, performance factors of the standard test propeller DTMB4119 by using Goldstein circulation correction and Ludweig and Ginzler camber correction were computed by (Karaalioglu and Bal, 2018) and they compared the results with 3D Navier-Stokes calculations (Karaalioglu and Bal, 2018).

In this study, the open water performance of benchmark propeller DTMB 4381 has been investigated by using nonlinear BEM and RANS methods in a way similar to (Soydan, 2018 and Soydan and Bal, 2018). DTMB 4381 propeller has larger number of blades than DTMB 4119. It is known that if the number of blades is increased, BEM methods are not expected to give satisfactory good results due to high interaction between blades. Therefore, the results from nonlinear BEM method are compared with those of experiments and linear BEM method.

2. Blade Element Momentum Theory

Blade element momentum theory couples the momentum approach with blade element method. Momentum theory uses an axisymmetric flow approach to balance the inflow and outflow momentum across the rotor disk. The flow is assumed to be inviscid, irrotational, and incompressible, and the propeller is modeled as an infinitesimally thin disk with a pressure jump across the disk. It also considers an infinite number of propeller blades in the stream tube of propeller. Principles of conservation of energy and axial momentum can be utilized in the momentum theory (Carlton, 2012). The momentum theory, however, does not take the torsional effects into calculations and thus ignores tangential effects. Therefore, energy losses are neglected in this method.

Blade element theory, on the other hand, defines the forces on the blades of a marine propeller as a function of lift and drag coefficients, and the angle of attack of sections. The blade is divided into sufficient number of elements along the radius to obtain a converged solution. Hydrodynamic interaction between elements is neglected and the forces on the blades are assumed to be determined only by the lift and drag characteristics of the sections of the blades. The blade element theory has been developed based on the principle of conservation of angular momentum as well as axial momentum. Blade element momentum theory has been developed by combining the blade element method and momentum theory. In this study, (small angle) analytical solution and nonlinear, large angle solution of blade element momentum theory algorithms given in (Whitmore and Merrill, 2012)

have been applied for simulations of flow around marine propeller. Formulations of both methods are given in the following sections for the completeness of the paper.

2.1. Blade Element Theory

Velocity and forces acting on a single blade element are shown in Figure 1. Here β is the local pitch angle. Advance angle is calculated as follows:

$$\Phi = \tan^{-1} \left(\frac{V_\infty}{\omega r} \right) \quad (1)$$

Here V_∞ , ω and r are the free stream velocity, rotation rate of propeller and radial position along propeller radius, respectively. Induced angle of attack is defined as:

$$\alpha_i = \beta - \alpha - \Phi \quad (2)$$

where β is the propeller pitch angle and α is the angle of attack.

The thrust and torque forces of this blade element can then be written as:

$$dT = \frac{1}{2} \rho (V_\infty^2 + (\omega r)^2) (C_L \cos(\alpha_i + \Phi) - C_D \sin(\alpha_i + \Phi)) N c(r) dr \quad (3)$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho (V_\infty^2 + (\omega r)^2) (C_L \cos(\alpha_i + \Phi) + C_D \sin(\alpha_i + \Phi)) N c(r) dr \quad (4)$$

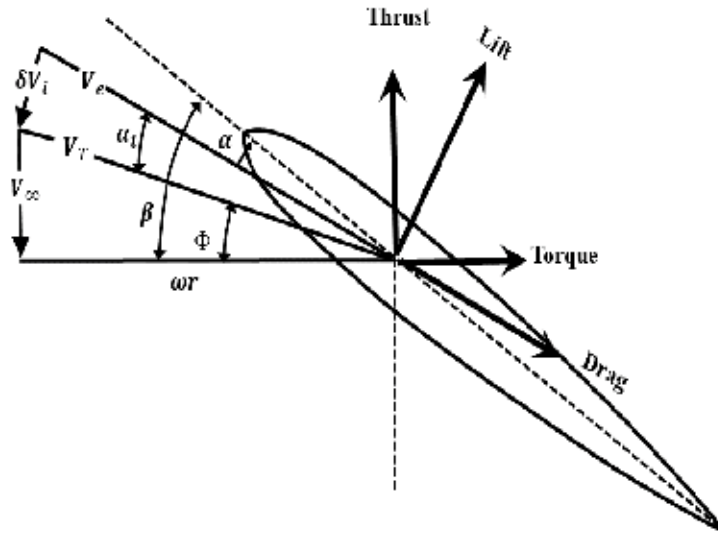


Figure 1. Velocity and force diagramme taken from (Whitmore and Merrill, 2012).

Then, these coefficients are integrated to find the total thrust and power coefficient of the propeller as follows (McCormick, 1999):

$$C_T = \int_{x_r}^{x_i} \frac{J^2 + \pi^2 x^2}{8} (C_L \cos(\alpha_i + \Phi) - C_D \sin(\alpha_i + \Phi)) \sigma dx \quad (5)$$

$$C_P = \int_{x_r}^{x_i} \pi \frac{J^2 + \pi^2 x^2}{8} (C_L \cos(\alpha_i + \Phi) + C_D \sin(\alpha_i + \Phi)) \sigma x dx \quad (6)$$

Here, σ is defined as:

$$\sigma = \frac{Nc}{R} \quad (7)$$

The integration limits are taken from propeller root to the propeller tip. For the blade element theory, the propeller diameter, number of blades, pitch and chord distribution must be known. The last factor required to calculate the differential thrust and power coefficient is the induced angle of attack on each radial section. The induced angle of attack is calculated by the momentum theory (Whitmore and Merrill, 2012).

2.2. Momentum Theory

The momentum theory is illustrated in Figure 2. Flow is assumed to be incompressible, inviscid and irrotational. First, Bernoulli's equation is applied between the inlet surface and the propeller disk. Later it is applied between the propeller disk and the outlet surface as follows:

$$p_\infty + \frac{1}{2}\rho V_\infty^2 = p + \frac{1}{2}\rho(V_\infty^2 + V_i(r)^2) \quad (8)$$

$$p + \Delta p + \frac{1}{2}\rho(V_\infty^2 + V_i(r)^2) = p_\infty + \frac{1}{2}\rho(V_e^2) \quad (9)$$

Here the differential pressure is defined as,

$$\Delta = \frac{\rho(V_e^2 - V_\infty^2)}{2} \quad (10)$$

Local differential thrust on the propeller disk can be given as,

$$dT = \rho(V_e^2 - V_\infty^2)\pi r dr = \rho(V_e - V_\infty)(V_e + V_\infty)\pi r dr \quad (11)$$

If the momentum balance is applied across the propeller disk,

$$dT + \dot{m}(r)V_\infty = \dot{m}(r)V_e \quad (12)$$

The differential mass flow on the propeller disk is then calculated as follows:

$$\dot{m}(r) = 2\rho(V_e + V_\infty)\pi r dr \quad (13)$$

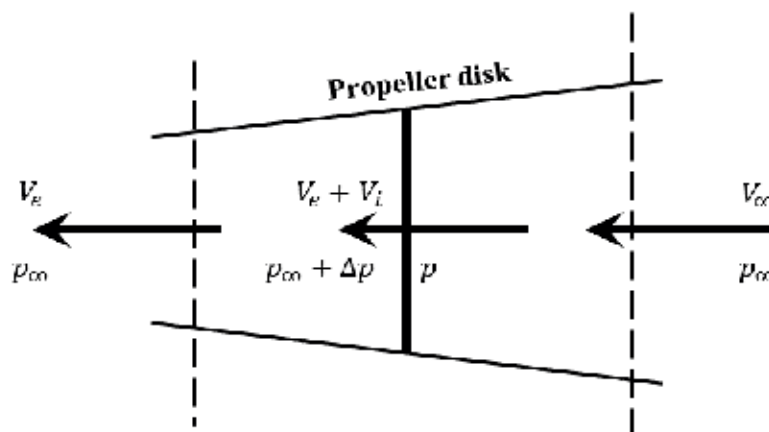


Figure 2. Momentum theory taken from (Whitmore and Merrill, 2012).

If equations 12 and 13 are combined, the differential thrust can be written as follows:

$$dT = 2\rho(V_\infty + V_i(r))(V_e - V_\infty)\pi r dr \quad (14)$$

Equations 12 and 14 are combined to obtain the following equation:

$$V_e(r) = V_\infty + 2V_i(r) \quad (15)$$

Equations 14 and 15 can also be combined to get the following equation:

$$dT = 4\rho V_i(r)(V_\infty + V_i(r))\pi r dr \quad (16)$$

Thus the induced velocity in both dimensional and dimensionless forms can be solved as follows, respectively:

$$V_i(r) = \pm \sqrt{\frac{V_\infty^2}{4} + \frac{dT}{4\rho\pi r dr}} - \frac{V_\infty}{2} \quad (17)$$

$$J_i(r) = \sqrt{\frac{J^2}{4} + \frac{1}{\pi x} \frac{dC_T}{dx}} - \frac{J}{2} \quad (18)$$

Equations 16 and 17 can also be combined to get a relationship between thrust and power,

$$C_p = C_T \left(\frac{J}{2} + \sqrt{\frac{J^2}{4} + \frac{2C_T}{\pi}} \right) \quad (19)$$

2.3. Analytical (Linear, Small Angle) Solution to Blade Element Momentum Theory

Induced velocity as shown in Figure 1 is given as,

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left(\frac{V_i(r)}{\sqrt{V_\infty^2 + (\omega r)^2}} \right) \quad (20)$$

This equation can also be written as follows.

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left(\frac{J_i(r)}{\sqrt{J^2 + \pi^2 x^2}} \right) \quad (21)$$

If it is assumed that the drag has little effect on the induced angles, the induced angle is therefore small at all sections along the blade (McCormick, 1999):

$$\alpha_i \ll \Phi \quad (22)$$

The differential thrust on the blade element could be expressed as,

$$dT = \frac{1}{2} \rho (V_\infty^2 + (\omega r)^2) C_L N c(r) dr \quad (23)$$

Equations 16 and 23 can be combined to get the following equation,

$$\alpha_i^2 + \alpha_i \left(\frac{V_\infty}{\omega r} + \frac{C_{L,\alpha} Nc}{8\pi r} \sqrt{1 + \left(\frac{V_\infty}{\omega r} \right)^2} \right) - \frac{C_{L,\alpha} Nc}{8\pi r} \sqrt{1 + \left(\frac{V_\infty}{\omega r} \right)^2} (\beta - \phi) = 0 \quad (24)$$

The closed form solution is as follows,

$$\alpha_i^2 = -\frac{1}{2} \left(\frac{V_\infty}{\omega r} + \frac{C_{L,\alpha} Nc}{8\pi r} \sqrt{1 + \left(\frac{V_\infty}{\omega r} \right)^2} \right) + \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{V_\infty}{\omega r} + \frac{C_{L,\alpha} Nc}{8\pi r} \sqrt{1 + \left(\frac{V_\infty}{\omega r} \right)^2} \right)^2 + \frac{C_{L,\alpha} Nc}{8\pi r} \sqrt{1 + \left(\frac{V_\infty}{\omega r} \right)^2} (\beta - \phi)} \quad (25)$$

The induced angle is solved for each section and Equations 5 and 6 are then used to calculate the propeller thrust and power coefficients.

2.4. Nonlinear (Large Angle) Solution to Blade Element Momentum Theory

Analytical BEM method assumes that the induced angle of attack is small at all sections along the blade radius and has little effect on drag. However, this approach gives inaccurate results especially for high advanced ratios. Nonlinear BEM method avoids this inaccuracy. In this method there is no assumption on induced angles of attack. In the nonlinear BEM method, a series of equations is iteratively solved until the exact induced angle of attack converges for each blade element. The initial induced angle of attack is calculated by analytical method (linear solution). Then, the derivative of thrust coefficient with respect to x is solved. This derivative is used to find the induced velocity. Later, the induced velocity is used to calculate the new induced angle of attack. The iterative process is defined in the following equations:

$$\frac{dC_T}{dx} = \frac{J^2 + \pi^2 x^2}{8} (C_L \cos(\alpha_i + \Phi) - C_D \sin(\alpha_i + \Phi)) \sigma \quad (26)$$

$$J_i(r) = \sqrt{\frac{J^2}{4} + \frac{1}{\pi x} \frac{dC_T}{dx}} - \frac{J}{2} \quad (27)$$

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left(\frac{J_i(r)}{\sqrt{J^2 + \pi^2 x^2}} \right) \quad (28)$$

In blade element momentum theory, the lift (C_L) and drag (C_D) coefficients of the blade sections must be determined to calculate the performance factors of the propeller. For this purpose, a program of Nonlinear BEM developed in Python 3.6 programming language. It takes these values (lift and drag coefficients) from XFOIL program for the Reynolds number of each section. XFOIL is an open source FORTRAN code, developed by MIT. It can be used to design and analyze the incompressible/compressible viscous flow over an arbitrary airfoil sections particularly in low Reynolds numbers. More detailed information can be found in (Url-1, 2018). The flow diagram of nonlinear BEM method is also shown in Figure 3.

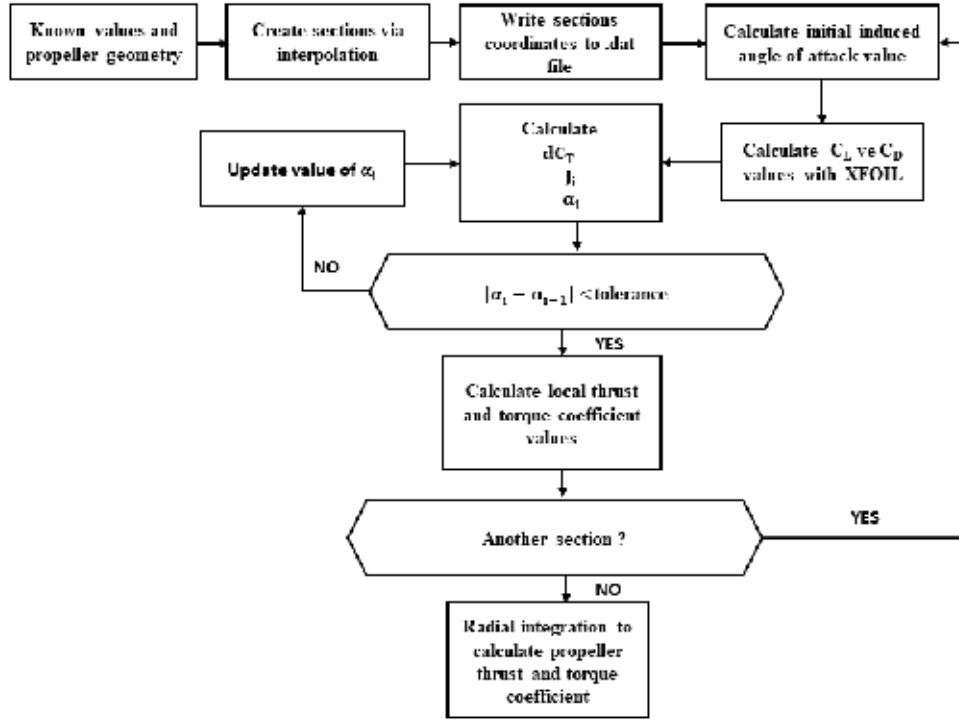


Figure 3. Large angle solution algorithm of nonlinear BEM method.

3. RANS Calculations

The governing equations for RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) solver are based on the conservation of mass (continuity) and the momentum values. The flow is assumed to be time independent, three-dimensional, viscous and incompressible (Versteeg and Malalasekera, 2007). The continuity equation is given as:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (29)$$

and the momentum equation is as follows:

$$\frac{\partial(U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_j} \quad (30)$$

Here U_i and u_i' are the mean velocity and the fluctuation velocity components in the directions of the Cartesian coordinates x_i , respectively. P is the mean pressure, ρ the density and ν the kinematic viscosity of the fluid. The well-known $k-\varepsilon$ turbulence model is used to model the turbulent flow. The Reynolds stress tensor can then be calculated as follows;

$$u_i' u_j' = -\nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (31)$$

where, ν_t is the eddy viscosity, $\nu_t = C_\mu k^2 / \varepsilon$. C_μ is an empirical constant. k is the turbulent kinetic energy and ε is the turbulent dissipation rate. Details for the $k-\varepsilon$ turbulence model can be found in (Wilcox, 1993).

3.1. Geometry and Boundary Conditions

DTMB 4381 is selected as the test propeller since it has 5 blades. It is expected to show that nonlinear BEM method gives accurate results for even higher number of blades. If the number of blades is increased, the interaction between blades will also increase and the BEM method is not expected to provide satisfactorily good results. So this hypothesis is checked out here. The propeller has no skew and no rake. Its diameter is 0.3048 meters. DTMB4381 propeller, as given below in Table 1, are designed with NACA 66 modified profile and a=0.8 camber line. 3-D model of the propeller is shown in Figure 4.

Table 1. DTMB4381 Propeller Geometry (Brizzolara et al., 2008).

| r/R | c/D | P/D | tmax/c | fmax/c |
|------|--------|--------|--------|--------|
| 0.20 | 0.1740 | 1.3320 | 0.0351 | 0.2494 |
| 0.25 | 0.2020 | 1.3380 | 0.0369 | 0.1960 |
| 0.30 | 0.2290 | 1.3450 | 0.0368 | 0.1563 |
| 0.40 | 0.2750 | 1.3580 | 0.0348 | 0.1069 |
| 0.50 | 0.3120 | 1.3360 | 0.0307 | 0.0769 |
| 0.60 | 0.3370 | 1.2800 | 0.0245 | 0.0567 |
| 0.70 | 0.3470 | 1.2100 | 0.0191 | 0.0421 |
| 0.80 | 0.3340 | 1.1370 | 0.0148 | 0.0314 |
| 0.90 | 0.2800 | 1.0660 | 0.0123 | 0.0239 |
| 0.95 | 0.2100 | 1.0310 | 0.0128 | 0.0229 |
| 1.00 | 0.0010 | 0.9950 | 0.0123 | 0.0160 |

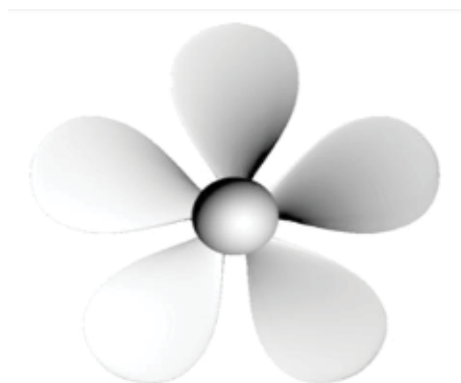


Figure 4. DTMB 4381 propeller geometry.

Figure 5 shows the computational domains and boundary conditions. To reduce the computational time, only one blade is modelled to take the advantage of axial symmetry of the flow and periodic boundary condition is used. The right and left sides of the computational domain have been defined as the velocity inlet and pressure outlet, respectively. The propeller and shaft surfaces have been defined as no slip wall to impose the kinematic boundary condition. The upper surface has been defined as symmetry plane.

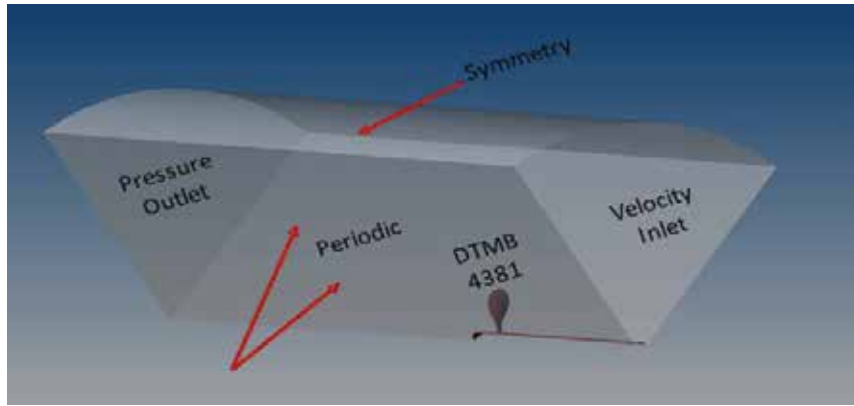


Figure 5. Geometry and boundary conditions.

The computational domain consists of unstructured tetrahedral elements. Figure 6 shows the unstructured tetrahedral mesh generated on the propeller in open water.

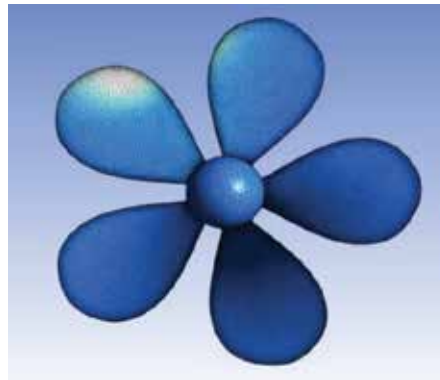


Figure 6. Unstructured mesh around propeller.

3.2. Grid Convergence and Solution Strategy

Three different mesh have been generated for verification and validation study. Uncertainty analysis has been applied with Grid Convergence Index (GCI) as recommended by ITTC for CFD verification (ITTC, 2011). Grid length refinement has been selected greater than 1.3 as recommended in (Celik et al., 2008) and (Roache, 1998). The number of elements are given below in Table 2.

Table 2. Number of grids.

| Grid Type | Number of Elements |
|-----------|--------------------|
| Course | 650,981 |
| Medium | 946,006 |
| Fine | 1,564,694 |

Advanced coefficient (J) is taken as 0.889 (design point) for Uncertainty analysis and Convergence condition (R) has been calculated as 0.571. This means that the solution is converging monotonically. The uncertainty value has been calculated as 0.71% and is given in Table 3. Medium grid has been selected to consider the computational time and all analysis have been carried out with medium grid.

Table 3. Uncertainty value for open water analysis.

| Analysis Set | %GCI _{FINE} |
|--------------|----------------------|
| 1 2 3 | 0.71 |

After verification study, the Thrust Coefficient (K_T) of the propeller has been validated with the experimental data for $J=0.889$. The comparison of the CFD results with experimental data is given in Table 4. Relative difference between numerical and experimental results have been found as -3.846%.

Table 4. Comparison of the numerical and experimental results

| | CFD | Experiment | Relative Difference (%) |
|-------|-------|------------|-------------------------|
| K_T | 0.200 | 0.208 | -3.846 |

The ANSYS Fluent 17.2 program has been used for the RANS solution. As the turbulence model, $k - \epsilon$ turbulence model has been used. $y +$ value has been kept between 30-300 (Fluent 17.2 User’s Manual, 2016).

The second order upwind scheme has been used for the momentum and turbulence terms, and the simple algorithm for velocity pressure interaction has been selected.

4. Results and Discussion

Linear and nonlinear BEM methods and experimental tests of DTMB4381 propeller are shown in Figure 7. Experimental data have been taken from (Brizzolara et al., 2008). As shown in Figure 7, the results of nonlinear method agree well with those of experiments, except at low advance coefficients. On the other hand, linear method over predicts the thrust and torque coefficients especially at high advanced ratios, as expected. For the definitions of K_T and K_Q , refer to (Carlton, 2012).

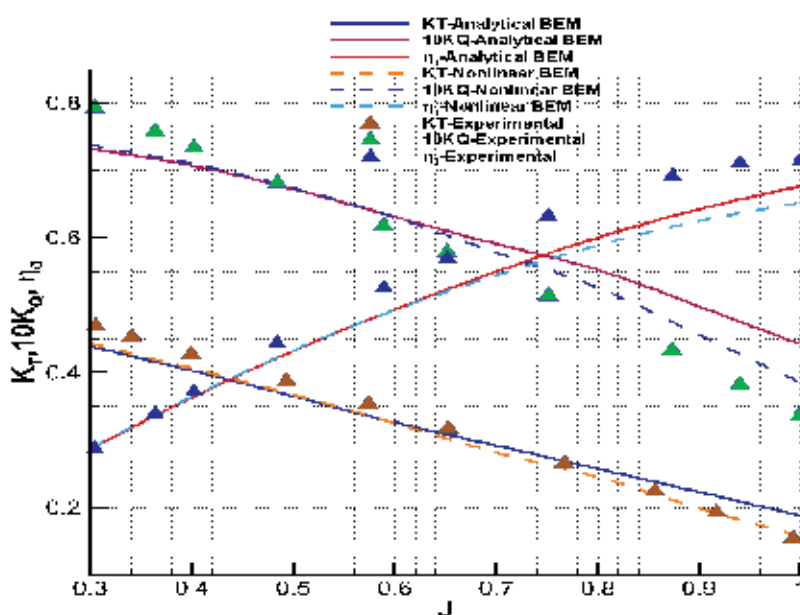


Figure 7. Comparison of K_T , $10K_Q$ and η_0 values using analytical and nonlinear BEM solutions with experimental data of DTMB 4381.

RANS solution of DTMB4381 propeller is also shown in Figure 8. Computational results agree very well with those of experiments. Figure 9 shows also y^+ distribution around DTMB 4381 for $J= 1.0$. Averaged y^+ value is around 90. Figure 10 shows on the other hand the pressure distribution around DTMB 4381 for $J=0.889$.

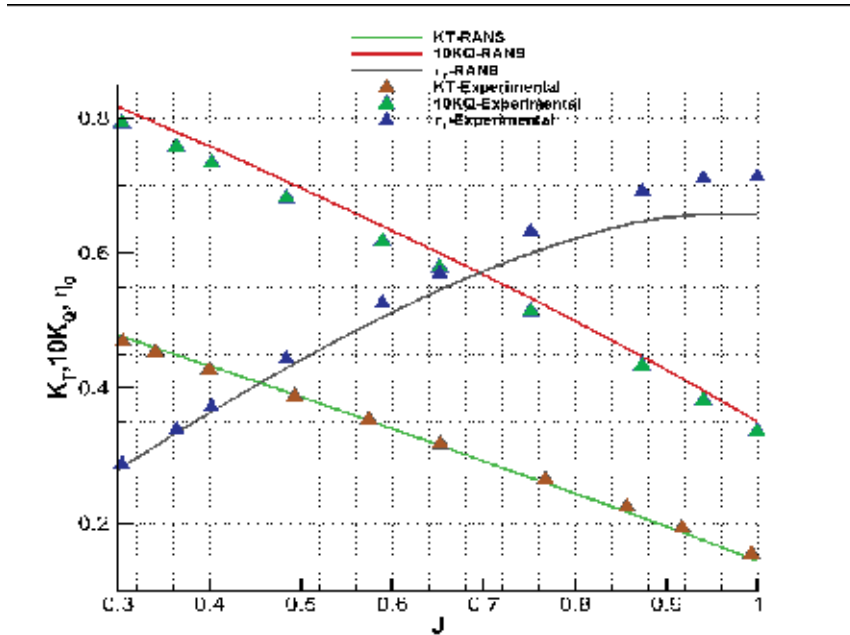


Figure 8. K_T , $10K_Q$ and η_0 values by both RANS solution and experiments of DTMB 4381.

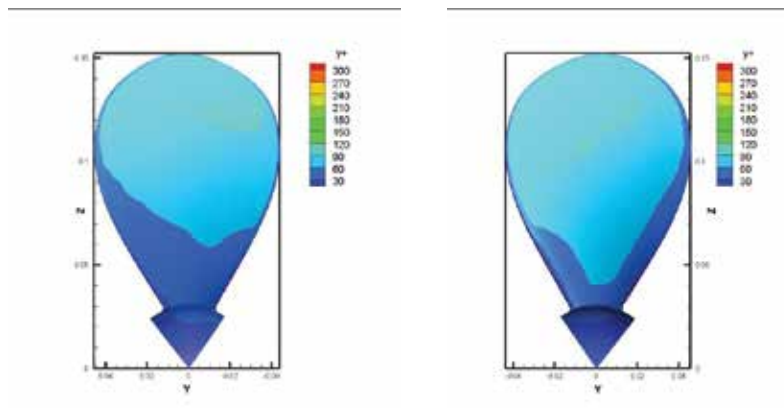


Figure 9. y^+ distribution around DTMB 4381 for $J=1.0$.

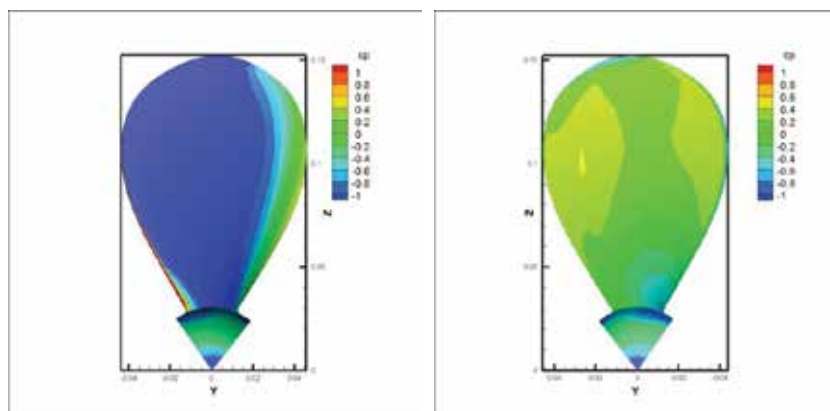


Figure 10. c_p distribution around DTMB 4381 for $J=0.889$.

5. Conclusion

In this study, the open water performance factors of DTMB 4381 propeller (the standard test propeller) have been investigated by using a nonlinear blade element momentum and RANS methods. The results have been compared with open water propeller experimental test results. It has been found that the nonlinear blade element momentum theory and the RANS method have given very satisfactory results. Note that nonlinear BEM method is very fast and practical than RANS method.

For low advanced ratios, it has been observed that the relative difference between the results of experimental data and nonlinear BEM method has increased. This difference at low advanced ratio may be caused by the inability to model the stall phenomena under potential flow theory. Given that the potential flow theory does not model the stall situation, the C_L and C_D values of the sections required for the BEM method can be obtained by CFD method instead of the XFOIL program, resulting in more precise results.

6. References

Bal, S. (2011a). A method for optimum cavitating ship propellers. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences (TUBITAK)*, 35, 139-158.

Bal, S. (2011b). Practical technique for improvement of open water propeller performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M, Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 225(4), 375-386.

Bal, S. and Guner, M. (2009). Performance analysis of podded propulsors. *Ocean Engineering*, 36, 556-563.

Benini, E. (2004). Significance of blade element theory in performance prediction of marine propellers. *Ocean Engineering*, 31, 957-974.

Brizzolara, S., Villa, D., Stefano, G. (2008) A systematic comparison between RANS and Panel Methods for Propeller Analysis, *Proceedings of 8th International Conference on Hydrodynamics*, Nantes, France.

Carlton J. S. (2012). *Marine propellers and propulsion*, Butterworth-Heinemann, Burlington, USA, 3rd edition.

Celik, I. B., Ghia, U., and Roache, P. J. (2008). "Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications," *J. Fluids Eng.-Trans. ASME*.

Fluent 17.2 User's Manual (2016).

Grassi, D. and Brizzolara, S. (2007). Numerical analysis of propeller performance by lifting surface theory. *2nd Int. Conf. on Marine Research and Transportation*, June, Italy.

Glauert, H. (1935). *Airplane propellers. Aerodynamic Theory.*, Springer, Berlin, Heidelberg, 169-360.

ITTC (2011). "75-03-01-04 CFD, General CFD Verification," *ITTC-Recomm. Proced. Guidelines*.

Karaalioglu, M., S. and Bal, S. (2018). Nonlinear correction to blade element momentum theory for marine propellers. *Proc. 3rd International Symposium on Naval Architecture and Maritime (INT-NAM 2018)*, pp: 917-926, Yildiz Technical University, Besiktas Campus, Istanbul, April 24-25.

McCormick, B. W. (1999). *Aerodynamics of V/STOL flight*, Dover Publications, Mineola, NY.

Molland, A., Turnock, S., and Hudson, D. (2011). Ship resistance and propulsion: practical estimation of ship propulsive power. Cambridge Univ. Press., UK.

Okulov, V., Sørensen, J., and Wood, D. (2015). The rotor theories by professor Joukowsky: vortex theories. Progress in Aerospace Sciences, 73, 19–46.

Roache, P. J. (1998). “Verification of Codes and Calculations,” AIAA J., 36, 696–702. doi:10.2514/2.457

Soydan, A. (2018). Investigation of marine propeller performance characteristic with blade element momentum theory and computational fluid dynamics. MSc Thesis, Istanbul Technical University.

Soydan, A. and Bal, S. (2018). Nonlinear large angle solution of blade element momentum theory for marine propellers. Proc. 4th Int. Conf. on Advances in Mechanical Engineering, ICAME 2018, 960-974, Dec. 19-21, Istanbul, Turkey.

Sun, Z., Chen, J., Shen, W. and Zhu, W. (2016). Improved blade element momentum theory for wind turbine aerodynamic computations. Renewable Energy, 96, 824–831.

Ulgen, K., (2017). Comparison between blade element momentum theory and computational fluid dynamics methods for performance prediction of marine propellers. MSc Thesis, Istanbul Technical University.

Url-1 <http://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/>, accessed at: 25.08.2018.

Versteeg, H.K., Malalasekera, W., (2007). An Introduction to Computational Fluid Dynamics, 2nd Edition, Pearson.

Whitmore, S.A. and Merrill, R.S. (2012). Nonlinear large angle solutions of the blade element momentum theory propeller equations. Journal of Aircraft, 49(4).

Wilcox, D.C., (1993). Turbulence modelling for CFD, La Canada.

Tersanelerde İnşa Edilecek Gemi Tipinin Belirlenmesinde Bulanık AHP ve Bulanık TOPSIS Yöntemlerinin Uygulanması

Orçun Balbaş¹, Eda Turan²

orcun.balbas@gmail.com¹, edaturan@yildiz.edu.tr²

^{1,2} Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye

ÖZET

Bu çalışmada, tersanelerin dünya pazarındaki rekabet ortamında başarılı olabilmelerini sağlamada karar verme aşamalarında uygulayabilecekleri çok kriterli karar verme yöntemlerinden bulanık mantık ile sentezlenmiş bulanık AHP ve bulanık TOPSIS yöntemlerini kullanarak, özel bir tersanenin inşa edebileceği ideal geminin tipinin belirlenme uygulaması yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda ilk bölümde verilen genel bilgiler ve literatürün ardından ikinci bölümde karar verme, üçüncü bölümde karar verme yöntemleri, dördüncü bölümde bulanık mantık ve yöntemler ve beşinci bölümde uygulama ile elde edilen veriler sunulmaktadır. Son bölümde ise çalışmadan elde edilen genel sonuçlar ve değerlendirmeler verilmiştir.

Teknoloji gelişimi ile farklılaşan müşteri talepleri ve gemi tiplerinin evrilmesi ile, pazarda yerini koruma çabası içerisine giren gemi inşa sektörü firmaları özellikle proje yönetimlerine verdikleri önem artmaktadır. Gemi inşa sektörü içerisinde proje yönetiminde öne geçmek isteyen işletmelerin, bu çalışmada incelenen karar verme ve çok kriterli karar verme yöntemlerini benimsemeleri ve işletmedeki her karar aşamasında bu yöntemleri kullanmalarının faydalı olacağı düşünülerek önerilmektedir. Her ayrı karar verme aşamasında uygun yöntem süreçlere basit şekilde entegre edilerek, süreçlerin ve kararların iyileştirilmesinde büyük katkı sağlamaktadır.

Anahtar kelimeler: Çok kriterli karar verme, Analitik Hiyerarşi Prosesi, TOPSIS, Bulanık AHP, Bulanık TOPSIS, Gemi Tipi Seçimi.

Application of Fuzzy AHP and Fuzzy TOPSIS Methods in Selection of Ship Type to be Built in Shipyards

Orçun Balbaş¹, Eda Turan²

orcun.balbas@gmail.com¹, edaturan@yildiz.edu.tr²

^{1,2}Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey

ABSTRACT

In this study, the multi - criteria decision making methods of fuzzy logic, fuzzy AHP and fuzzy TOPSIS were utilized to determine the ideal class of ships that a specific shipyard can build during the decision making stages of shipyards for them to be successful in the competitive environment of the world market. For this purpose, a general information and related literature are reported in the first chapter. Decision making, decision-making methods, fuzzy logic, fuzzy decision methods and the data obtained by implementation are presented consecutively in the chapters that follow. In the last section, general results and evaluations obtained from the study are given.

With the ever-evolving customer demands and differentiated ship types due to the development of technology and the importance given to the project management by shipbuilding companies, which are in an effort to maintain their place in the world shipbuilding market, is increasing. It is suggested that the companies, which would like to take the lead in project management within the shipbuilding sector, should adopt the decision-making and multi-criteria decision making methods examined in this study and use these methods in every decision stage. The appropriate method will be integrated into every decision-making process and contributes to the improvement of processes and decisions.

Keywords: Multi Criteria Decision Making, Analytic Hierarchy Process, TOPSIS, Fuzzy AHP, Fuzzy TOPSIS, Ship Type Selection.

1. Giriş

Her sektörde olduğu gibi günümüzde gemi inşaat sektöründe de çağdaş yönetim anlayışıyla birlikte kurulan proje yönetim sistemleri, tersanelerin karmaşık faaliyetlerini planlı, düzenli ve kontrollü bir şekilde yerine getirmeleri ile üstlenilen projeleri öngörülen süre, kalite ve maliyette tamamlamalarını mümkün kılmaktadır.

Tersanelerin aynı anda birçok gemi projesini paralel bir şekilde yürütebilmesi, gemi boyutlarındaki büyüme, yabancı armatörlerle çalışmanın başlaması, birçok sanayi dalının bir araya gelerek tek bir koldan idare edilmeye çalışılması gibi nedenlerden ötürü ve karşılaşılabilecek karışıklıkları önlemek için tersanelerdeki üretim faaliyetlerine bir düzen getirme ihtiyacı doğmuş ve üretim planlama konusuna önem verilmeye başlanarak bu eksiklik giderilmeye çalışılmaktadır.

Proje yönetiminde doğru zamanda doğru kararı vermenin önemli olduğu yapılan son çalışmalar ile görülebilmektedir. Tersanelerde de projenin her aşamasında karar verme yöntemlerinin uygulanabilirliği gösterilmiş ve bu sayede doğru kararlar alınarak projelerde başarı oranının artmasına katkı sağlamıştır.

1699 yılında De La Hire tarafından başlatılan proje ve proje yönetimi kavramları üzerine ilk çalışmalar, Frederick W. Taylor tarafından da hayatımıza giren birçok tanımı yapılmıştır. 1900 yıllar ile de T. Saaty tarafından AHP, Benayoun Roy tarafından ELECTRE, M. Roubens tarafından TOPSIS, Hwang ve Yoon tarafından PROMETHEE, A.M. Gomes tarafından da VIKOR yöntemleri gibi çok kriterli karar verme yöntemleri önerilmiş ve günümüzde de karar verme aşamalarında sıkça kullanılmaktadır.

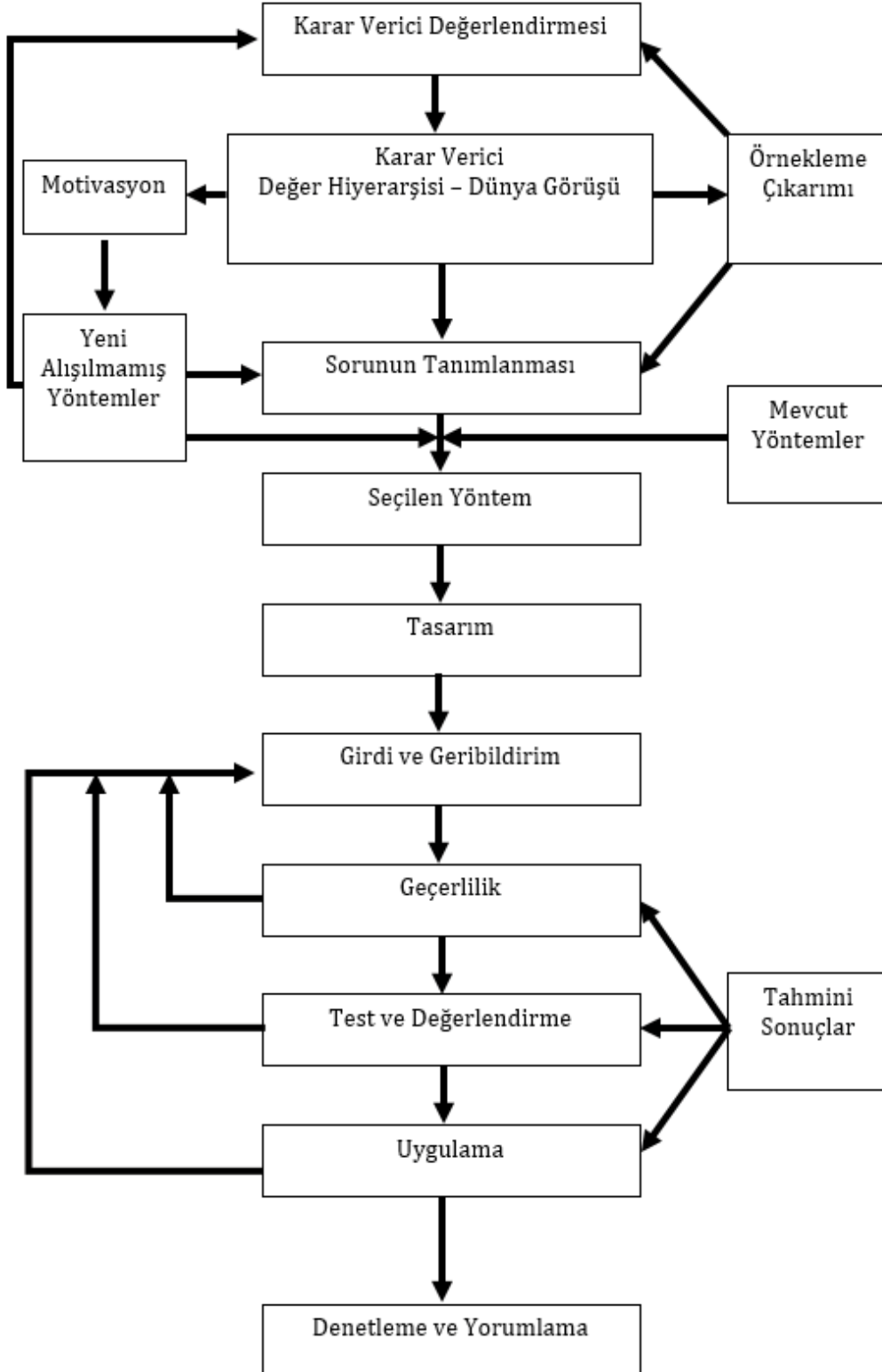
Kafalı ve diğ. (2015), çok kriterli karar verme yöntemlerini boru kesim makinesi seçiminde bulanık AHP ve bulanık TOPSIS yöntemlerini kullanmışlardır. Hui-li ve diğ. (2009), tersane projelerindeki riski tanımlamada AHP'nin üstünlüklerini analiz etmişlerdir. Matulja (2009), AHP yöntemiyle hiyerarşik bir model kurmuş ve çalışılan yöntem bilim ile en uygun tersane yerleşim tasarımı optimizasyonu üzerine uygulamıştır. Erol ve diğ. (2015), bir tersanenin geleceğinin şekillenmesinde ve dünya pazarında önemli bir pay sahibi haline gelebilmesi için en önemli kararlardan birisi olan, tersanenin üreteceği gemi tipinin seçiminde üçgen bulanık sayılar kullanarak TOPSIS ve VIKOR yöntemlerini kullanmıştır. Cengiz (2007), bir tersane kurulum yatırımının yapılabilmesi için seçilecek yerin belirlenmesinde, AHP yönteminin geliştirilmiş hiyerarşi yapısını kullanmıştır. Mentş (2010), bulanık ortamda çok noktalı bağlama sistemi seçim probleminin çözümü ve öz niteliklerin ağırlıklarının belirlenmesi aşamasında bulanık AHP, bağlama sistemlerinin sıralanması ve seçimi aşamasında ise bulanık TOPSIS yöntemlerini kullanmıştır. Uzun ve Kazan (2016), gemi dizayn süreçlerinde önemli aşamalardan biri olan ana makine seçiminde çok kriterli karar verme yöntemlerinden AHP, TOPSIS ve PROMETHEE yöntemlerini kullanmışlardır. Kırdaglı (2010), çalışmasında Türkiye'deki tersanelerin çalışma verimliliği ve performanslarındaki düşüklüğün sebeplerini araştırmış ve verimliliği etkileyen faktörleri bulanık AHP yöntemi ile analiz ederek ve etki değerlerini ortaya koyarak sistemin aksayan yönlerinin belirlenmesini sağlamıştır. Çakıroğlu ve diğ. (2018), farklı itme sistemlerinin alternatifler olarak belirlendiği römorkör seçiminde tasarım, işletme ve finansal tabanlı kriterlerini barındıran bir sayısal seçim çalışmasını bulanık analitik hiyerarşi prosesini kullanarak analiz etmiştir. Jiao ve diğ. (2016), çalışmalarında deniz kazalarının artması, yüksek beklentiler ve deniz savaşlarının modernleşmesi nedeniyle gemilerin bu değişimlere uyum kavramının daha da önem kazandığını belirterek AHP ve entropi ağırlıklandırma yöntemleri ile beş gemi alternatifinin optimizasyonu ve değerlendirilmesi yapmışlardır.

Çalışmanın ana amacı, tersanelerin dünya pazarındaki rekabet ortamında başarılı olabilmelerini sağlamada karar verme aşamalarında uygulayabilecekleri çok kriterli karar verme yöntemlerinden bulanık mantık ile sentezlenmiş bulanık AHP ve bulanık TOPSIS yöntemlerini kullanarak, özel bir tersanenin inşa edebileceği ideal geminin tipinin belirlenmesidir. Bu amaç doğrultusunda ilk bölümde verilen genel bilgiler ve literatürün ardından ikinci bölümde karar verme, üçüncü bölümde karar verme yöntemleri, dördüncü bölümde bulanık mantık ve yöntemler ve beşinci bölümde uygulama ile elde edilen veriler sunulmaktadır. Son bölümde ise çalışmadan elde edilen genel sonuçlar ve değerlendirmeler verilmiştir.

2. Karar Verme

Karar verme, genel anlamda, karar vericinin değişik alternatifler arasından, kendi amaçlarına uygun, kendisince önceden belirlenmiş belirli kriterlere göre en uygun alternatifi seçebilmesidir. Kleindorfer ve diğ. (1993) göre, algılanan ihtiyaçlara özgü kasıtlı ve düşünceli seçim olarak tanımlanmıştır. Liebowitz'e (1990) göre, bilgi toplama, ağırlıklandırma, olası diğer seçenekleri arama ve iyi yargılanmış

bir seçim yapma gibi adımlardan oluşan bir süreçtir. Bu süreç içinde mevcut tüm alternatifler, faaliyetler, seçenekler, olasılıklar, stratejiler içinden, amaç veya amaçlara en uygun ve mümkün bir veya birkaçı seçilir. Kuruüzüm ve diğ. (2001) göre, karar verme, hedef ve amaçların gerçekleştirilmesi yönünde alternatif eylem planlarından birini seçme sürecidir. Liebowitz (1990), en genel haliyle karar verme sürecini Şekil 1’de göstermektedir.



Şekil 1. Liebowitz 'in karar verme süreci.

İyi ve doğru bir karar (Liebowitz, J., 1990) :

- Bireyin veya kuruluşun amaçlarını dikkate almalı, amaçlara ulaştıracak şekilde oluşturulmalıdır.
- En az harcama ve fedakârlıkla, maliyetler minimumda tutularak uygun değer sonucu verecek biçimde meydana getirilmelidir.
- Zamanında alınmalıdır.
- İşletme ve bölümünün olanaklarına uygun olmalıdır.
- Olabildiğince hızlı uygulamaya konulan ve sonuç alınan karardır.
- Bilimsel ölçütleri de dikkate alınarak verilmelidir.

Karar vericinin daha önceki tecrübeleri ve yaşamışlıkları problemi tanımlama aşamasında kendisini yönlendirmektedir. Karar verici daha sonra tecrübelerine ve yaşamışlıklarına göre problemde bir çıkarım yapar. Yapılan bu çıkarıma göre de sahip olduğu mevcut çözümleri belirler ve karar verme durumuna özel olarak yeni alışılmamış yöntemler bulmaya çalışır. Ortaya konan tüm yöntemlerden bir tanesini seçer. Seçilen yöntem girdi ve geri bildirim ihtiyacı duyan bir tasarım gerektirir ve karar verici tahmini sonuçlarını belirler. Seçilen yöntem aynı zamanda geçerlilik, test ve değerlendirme ile uygulama gerektirir. Test ve değerlendirme ile uygulama sonuçları tahmini sonuçlar ile karşılaştırılır ve yorumlanır.

Yapılan literatür araştırmasında, incelenen örnekler ve günümüzde yapılan çalışmaları temel alarak proje yönetim süreci aşağıdaki başlıklar altında yürütülmektedir:

1. Problemin ya da Projenin Tanımlanma Süreci
2. Alternatiflerin Araştırılması ve Değerlendirilmesi
3. Modelleme ve Çözüm Tekniğinin Bulunması
4. Seçim İşleminin yapılması
5. Uygulama
6. Değerlendirme (Geri Bildirim)

3. Karar Verme Yöntemleri

Karar vericiler ile birlikte organizasyonlar ve işletmeler bu hırslı rekabet ortamında var olabilmek ve sektörlerinde idamelerini sağlayabilmek için birçok ortamda farklı ve etkili kararlar almak zorundadırlar. Bu kararları alırken, karar vericiler doğru ve güvenilir verilere ve bu verileri doğru şekilde değerlendirecekleri doğru süzgeçlere ihtiyaçları vardır. Doğru işi doğru zamanda doğru şekilde yapmak, karar vericileri ve firmaları diğerlerinin önüne geçirmede en büyük etkidir. Bu yüzden karar verme süreçlerine bilimsel tekniklerin dâhil edilerek analitik değerlendirmeler ile elde edilen sonuçların daha güvenilir olmasına ve sübjektif kararlardan uzaklaşarak eleştirel bakış açısıyla sağlam değerlendirmelerin elde edilmesine yardımcı olur. Çeşitli karar problemleri ile karşı karşıya kalan yöneticiler için zor problemlerden biri de, alternatifler kümesinden uygun alternatifin seçilmesidir. Bu seçim prosedürüne çelişen ve fazla sayıda kriter dâhil olduğundan geleneksel seçim prosedürlerinin kullanılması gerçekçi bir çözüm sunmaz. Bu nedenle iki yöntem konu başlığı olarak incelenebilen, güncel çok amaçlı karar verme yöntemleri ve çok kriterli karar verme yöntemlerinin kullanımı günümüzde önem kazanmıştır.

3.1 Çok amaçlı karar verme yöntemleri

Karar vericiden bilgi istenmeyen yöntem olan Çok Amaçlı Karar Verme (ÇAKV) kavramı, problem ile ilgili kısıtlar ve genel amaçların tanımlanmasını takiben karar vericinin amaçlar arası ya da diğer kişisel tercihleriyle ilgili bilgiye ihtiyaç duyulmamaktadır. Dolayısıyla, karar vericinin yöntemin bulunduğu

çözümü kabul edeceği varsayılmaktadır. Böylece karmaşık ve anlaşılması zor konuları analiz ederek karar sürecini sistematik şekilde yürümesini sağlar. Bu metot, karar vericinin çözümün elde edilmesinde analist tarafından rahatsız edilmemesini, yöntemin ve sonuçlarının manipüle edilmemesini sağlamaktadır. Fakat buna karşılık önemli bir eksikliği ise analistin, karar vericinin tercihleri ile ilgili olarak birçok kabul yapması gerektiğidir. Bunu yapmak ise en iyi ve en bilgili analist için bile zor olmaktadır. Analistin yaptığı varsayımların hatalı olması durumu, problemin sonuçlarının hatalı olmasına yol açabilmektedir (Yusufoğlu, 2001)

3.2 Çok amaçlı karar verme yöntemleri

Çok Kriterli Karar Verme (ÇKKV) kavramı, birden fazla ve genelde birbiri ile çelişen kriterlerin varlığında karar vermek olarak tanımlanır. Kriterlerin bu süreç içerisindeki anahtar rolü, alternatiflerin etkinliklerini ölçmeyi sağlaması, alternatiflerin değerlendirmesi için temel alınacak özelliklerden oluşan değerlendirme ölçütlerini belirlemesi ve çözüm sürecinde karar verme için gerekli olan standartları ve sınırları çizmesidir (Jahanshahloo ve diğ. 2006).

Yapılan araştırmalar ve çalışmalar ile çok sayıda ÇKKV yöntemleri geliştirilmiş ve halen yönetim ve karar verme süreçlerinde etkin olarak kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden en sık kullanılanları “Analytic Hierarchy Process” (AHP), “Elimination and Choice Translating Reality English” (ELECTRE), “The Decision Making Trial and Evaluation Laboratory” (DEMATEL), “Technique for Order Preference by Similarity Ideal Solution” (TOPSIS), “The Preference Ranking Organization Method for Enrichment” (PROMETHEE) ve “Vise Kriterijumska Optimizacija I Kompromisno Resenje” (VIKOR) yöntemleridir. Literatürde çok sayıda çok kriterli karar verme yöntemi geliştirilmiş olsa da, karar verici bu yöntemlerden hangisinin problemini çözmede ve ideal sonucu vermede yardımcı olacağını belirlemesi zor olabilir. Ayrıca çok kriterli problemlerde kriterler insanların tecrübelerine dayandığından problemlerdeki kriterler çoğu kez birbiri ile çelişmektedir. Bu nedenle yalnız tecrübeye değil, nicel ve nitel veriler kullanılarak objektif ve sübjektif kriterlere göre kararlar alınmalıdır.

Karar vericinin aşağıda belirtilen adımları izlemesi faydalı olacaktır:

- Amaçların ve problemin belirlenmesi
- Kriterlerin oluşturulması
- Alternatiflerin belirlenmesi
- Yöntemin belirlenmesi
- Karar probleminin modelinin oluşturulması
- Alternatiflerin kriterlere göre değerlendirilmesi
- Modelden çözüm elde edilmesi
- Genel değerlendirme ve karar
- Kararın incelenmesi ve uygulamaya konması

4. Bulanık Mantık

Bulanık mantık kavramı ilk kez Lotfi A. Zadeh tarafından 1965 yılında ortaya atılmıştır. Bulanık mantık kuramı, içerdiği faaliyetlerin ve gözlemlerin ifadesi kesinlik içermeyen ve belirsiz olan problemlerin çözülmesi için geliştirilmiş, teknolojik cihaz yapım ve işleyişinde kullanılması ile günümüzde tüm dünyada yaygın bir şekilde tanınmış ve kullanılmaktadır.

Bulanık mantık teorisi temelde, insan düşünce ve algılarındaki belirsizliklerle ilgilenir ve bu belirsizlikleri sayısallaştırmaya çalışır. Bu teori klasik matematiğin çok yetersiz kaldığı, özünde belirsizlik veya kesinlik içermeyen karar verme problemlerine, kesinlik kazandırıp çözümdeki sorunları ortadan kaldıran,

kavramlar ve yöntemler sunmaktadır. Gerçek bir olayın kavranılması insan bilgisinin yetersizliği sebebiyle tam anlamı ile mümkün olamadığından, insan, düşünce sisteminde ve zihninde bu gibi olayları yaklaşık olarak canlandırarak yorumlarda bulunur. Genel olarak, değişik biçimlerde ortaya çıkan karmaşıklık ve belirsizlik gibi tam ve kesin olmayan bilgi kaynaklarına bulanık (fuzzy) kaynaklar adı verilir (Zadeh, 1965).

4.1 Bulanık kümeler kuramı

Klasik sistem kuramının matematiksel yöntemleri, gerçek dünyadaki özellikle insanları içeren karmaşık sistemlerle uğraşırken Zadeh'e (1965) göre yetersiz kalmaktaydı. Bu durumun üstesinden gelebilmek için Zadeh, niteliklerin üyelik fonksiyonlarıyla ifade edildiği bulanık kümeler tanımlamasını önermiştir. Bulanık küme, devamlı üyelik derecesine sahip nesnelere kümesidir. Bulanık küme, her nesneyi 0 ile 1 arasında değişen üyelik derecesine sahip üyelik fonksiyonu ile nitelendirmektedir.

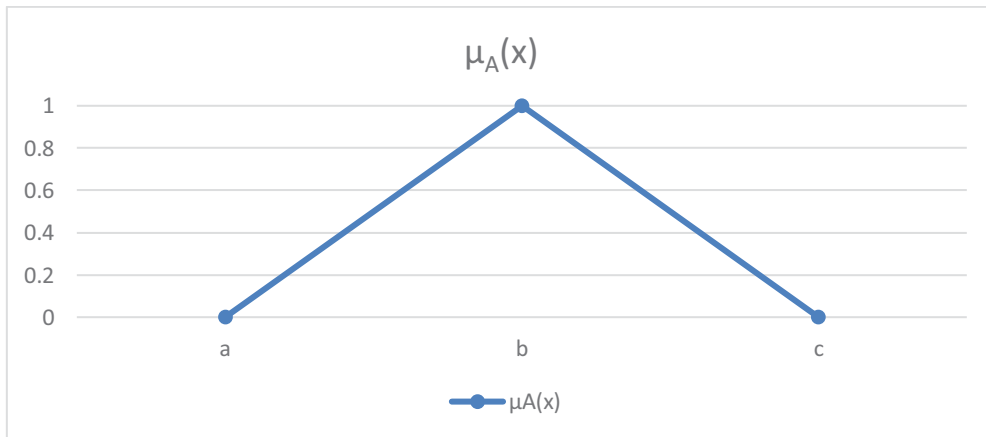
Üyelik fonksiyonu ve ya karakteristik fonksiyon, E evrensel kümesine ait bir x elemanının, A alt kümesine ait olma derecesini veren bir fonksiyondur ve $\mu_A(x)$ ile gösterilir. $\forall x \in E$ için $\mu_A(x) \in [0,1]$ olmaktadır. Burada $[0,1]$, 0'dan 1'e kadar olan kapalı aralığı temsil etmektedir. $\mu_A(x)$ alt kümesi, bulanık alt küme veya bulanık küme olarak adlandırılır. Bulanık küme, yalnızca 0 (ait değil) veya 1 (ait) değerlerini almamakta bunlardan başka 0 ve 1 arasında değerler de alabilmektedir (Zadeh, 1965).

4.2 Bulanık sayılar

4.2.1 Üçgen bulanık sayılar

Üçgen bulanık sayılar (a, b, c) şeklinde üç elemandan oluşan sayılardır. Şekil 5.1'de gösterilen üçgen bulanık sayı için üyelik fonksiyonu aşağıda verilmiştir.

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0 & , x < a \\ \frac{x-a}{b-a} & , a \leq x < b \\ \frac{c-x}{c-b} & , b \leq x < c \\ 0 & , x > c \end{cases} \quad (1)$$

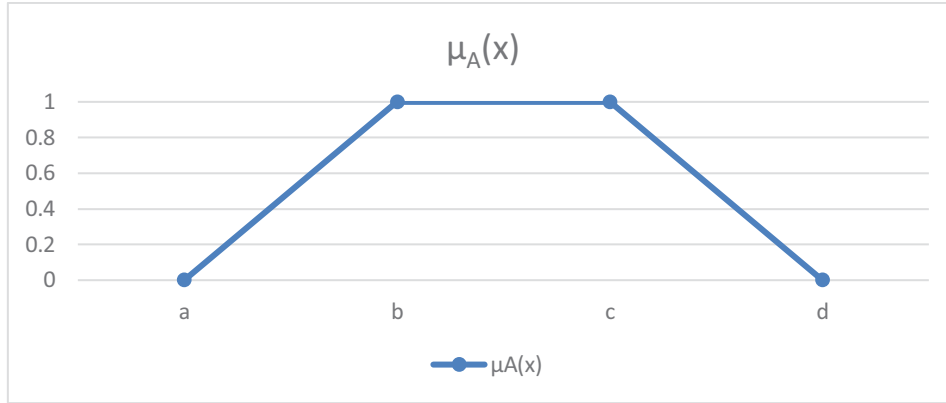


Şekil 2. Üçgen bulanık sayı.

4.2.2 Yamuk bulanık sayılar

Yamuk bulanık sayılar " a, b, c, d " şeklinde dört sayı ile temsil edilen sayılardır. Şekil 5.2'de gösterilen yamuk bir bulanık sayı için üyelik fonksiyonu aşağıdaki ifade ile belirlenir.

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0 & , x < a \\ \frac{x-a}{b-a} & , a \leq x < b \\ 1 & , b \leq x < c \\ \frac{d-x}{d-c} & , c \leq x < d \\ 0 & , x > d \end{cases} \quad (2)$$



Şekil 3. Yamuk bulanık sayı.

4.3 Bulanık Analitik Hiyerarşi Prosesi

Klasik Analitik Hiyerarşik Prosesi yöntemi belirsizlik durumunda karar verme işlemini gerçek ortama tam uygun olarak gerçekleştiremediğinden dolayı, bulanık mantıkla bütünleştirilerek Bulanık Analitik Hiyerarşik Prosesi (BAHP) ile adlandırılan yöntem ortaya konmuştur. Bu yöntemde karar verici genellikle kesin ve net değerler içeren nitelendirmeler yapmak yerine, ara değerlerden oluşan ve problemi gerçek dünyaya daha doğru şekilde nitelendirebilecek değerlendirme yapmayı daha güvenilir bulmaktadır (Zhu ve diğ. 1999).

Bulanık AHP konusundaki ilk çalışma 1983'te Van Laarhoven ve Pedrycz tarafından yapılmıştır. Van Laarhoven ve Pedrycz bu çalışmalarında üçgensel bulanık sayılarla ifade edilen bulanık oranları kıyaslamışlardır. Buckley 1985'teki çalışmasında yamuk bulanık sayıları kullanarak karşılaştırma oranlarının bulanık önceliklerini belirlemiştir. Stam, Minghe ve Haines (1996) son geliştirilen yapay zeka tekniklerinin AHP'deki kullanımlarını açıklamışlardır. Chang 1996'da bulanık AHP'nin ikili karşılaştırma skalasında üçgensel bulanık sayıları kullanarak ve ikili karşılaştırmaların sentetik mertebe değerleri için mertebe analizi metodunu kullanarak bulanık AHP için yeni bir yaklaşım getirmiştir. Bu çalışmada Buckley Type 1 yaklaşımı uygulanmıştır.

Buckley yaklaşımının diğer bir çözüm uygulama adımları aşağıda açıklanmıştır:

- **Adım 1:** Kriterler, alt kriterler ve alternatifler için ikili karşılaştırma matrisleri, dilsel (sözel) terimler kullanılarak oluşturulmuştur. İkili karşılaştırma matrisinin her elemanı (a_{ij}) , dilsel terimine karşılık gelen bulanık bir sayıdır. Buna göre ikili karşılaştırma matrisi aşağıdaki gibi gösterilir;

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} 1 & \tilde{a}_{21} & \cdots & \tilde{a}_{1n} \\ \tilde{a}_{21} & 1 & \cdots & \tilde{a}_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \tilde{a}_{m1} & \tilde{a}_{m2} & \cdots & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

5.22 eşitliğinde görülen matriste bulunan bulanık sayılar üçgen bulanık sayı olarak varsayılarak (5.23) eşitliğindeki gibi tekrar yazılabilir.

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} 1 & (a_{12l}, a_{12m}, a_{12u}) & \cdots & (a_{1nl}, a_{1nm}, a_{1nu}) \\ (a_{21l}, a_{21m}, a_{21u}) & 1 & \cdots & (a_{2nl}, a_{2nm}, a_{2nu}) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ (a_{n1l}, a_{n1m}, a_{n1u}) & (a_{n2l}, a_{n2m}, a_{n2u}) & \cdots & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Kriterlerin değerlendirilmesinde ikili karşılaştırma matrislerinde bulunan dilsel (sözel) terimlere karşılık gelen üçgen bulanık sayılar Tablo 5.1' de verilmiştir.

Tablo 1. Bulanık üçgen sayıların önem dereceleri

| Tanım | Bulanık Ölçek | Karşılık Ölçek |
|------------------------------|---------------|-----------------|
| Eşit derecede önemli | (1, 1, 3) | (1/3, 1, 1) |
| Biraz daha fazla önemli | (1, 3, 5) | (1/5, 1/3, 1) |
| Kuvvetli derecede önemli | (3, 5, 7) | (1/7, 1/5, 1/3) |
| Çok kuvvetli derecede önemli | (5, 7, 9) | (1/9, 1/7, 1/5) |
| Kesin daha önemli | (7, 9, 9) | (1/9, 1/9, 1/7) |

- **Adım 2:** Her bir bulanık ikili karşılaştırma matrisinin tutarlılığı incelenmiştir. Bulanık çiftli karşılaştırma matrislerinin tutarlılığını kontrol etmek için, çiftli karşılaştırma değerleri derecelendirilmiş ortalama entegrasyon yaklaşımı ile bulanıklaştırılır. $\tilde{A} = [\tilde{a}_{ij}]$ 'nin bulanık bir pozitif karşılıklı matris olduğunu ve $A = [\tilde{a}_{ij}]$ 'in bulanıklaştırılmış pozitif karşılıklı matris olduğunu varsayalım. Karşılaştırma sonuçlarının tutarlı olması durumunda, sonuçların da tutarlı olduğu anlamına gelebilir. Kademeli ortalama entegrasyon yaklaşımına göre, üçgen bulanık bulanık bir sayı, aşağıdaki eşitlik kullanılarak net bir sayıya dönüştürülebilir:

$$A = \frac{l+4m+u}{6} \quad (5)$$

İkili karşılaştırmalar tutarlı değilse, uzmanlar ikili karşılaştırmaları yeniden değerlendirmelidir.

- **Adım 3:** Kriterleri ve alternatifleri ağırlıklandırmak için, her bir matris sırası için bulanık geometrik ortalaması hesaplanır. İlk önce, her satırdaki üçgen bulanık sayıların ilk parametrelerinin geometrik ortalaması hesaplanır:

$$\begin{aligned} a_{1l} &= [1 \times a_{12l} \times \dots \times a_{1nl}]^{1/n} \\ a_{2l} &= [a_{21l} \times 1 \times \dots \times a_{2nl}]^{1/n} \end{aligned} \quad (6)$$

...

$$a_{il} = [a_{n1l} \times a_{n2l} \times \dots \times 1]^{1/n}$$

Sonra, her satırdaki üçgen bulanık sayıların ikinci ve üçüncü parametrelerinin geometrik ortalamaları sırasıyla hesaplanır:

$$\begin{aligned} b_{1m} &= [1 \times b_{12m} \times \dots \times b_{1nm}]^{1/n} \\ b_{2m} &= [b_{21m} \times 1 \times \dots \times b_{2nm}]^{1/n} \end{aligned} \quad (7)$$

...

$$b_{im} = [b_{n1m} \times b_{n2m} \times \dots \times 1]^{1/n}$$

Üçüncü parametrelerinin geometrik ortalaması aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\begin{aligned}
 c_{1u} &= [1 \times c_{12u} \times \dots \times c_{1nu}]^{1/n} \\
 c_{2u} &= [c_{21u} \times 1 \times \dots \times c_{2nu}]^{1/n} \\
 &\dots \\
 c_{iu} &= [c_{n1u} \times c_{n2u} \times \dots \times 1]^{1/n}
 \end{aligned} \tag{8}$$

Satırdaki geometrik ortalama değerlerin toplamının düşük parametreler için a_{1s} , orta parametreler için a_{2s} ve üst parametreler için a_{3s} olduğu varsayılır. Son olarak \tilde{r}_{ij} matrisi yukarıda elde edilen a_{ij} değerleri kullanılarak elde edilir:

$$\tilde{r}_{ij} = \begin{pmatrix} \left(\frac{a_{1l}}{a_{3s}}, \frac{b_{1m}}{a_{2s}}, \frac{c_{1u}}{a_{1s}} \right) \\ \left(\frac{a_{2l}}{a_{3s}}, \frac{b_{2m}}{a_{2s}}, \frac{c_{2u}}{a_{1s}} \right) \\ \vdots \\ \left(\frac{a_{il}}{a_{3s}}, \frac{b_{im}}{a_{2s}}, \frac{c_{iu}}{a_{1s}} \right) \end{pmatrix} \tag{9}$$

- **Adım 4:** Bulanık ağırlıklar ve değerler aşağıdaki (5.29) eşitliğine göre toplanır:

$$\tilde{U}_i = \sum_{j=1}^n (\tilde{w}_j \tilde{r}_{ij}), \quad \forall i. \tag{10}$$

Burada, " \tilde{U}_i " i . alternatifin fayda değeri, " \tilde{w}_j " j . kriterin ağırlığı ve " \tilde{r}_{ij} " ise j . kriterine göre i . alternatifin performansını ifade eder.

- **Adım 5:** Kritik ve alternatiflerin önem sırasını belirlemek için bulanık sayılar durulaştırılır ve normalize edilir. Bu aşamadan sonra "CI" hesaplanır.

$$CI = \frac{(\lambda_{max} - n)}{(n-1)} \tag{11}$$

COA, üçgen bulanık bir sayı yöntemi aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$BNP_i = \frac{(u_i - l_i) + (m_i - l_i)}{3} + l_i, \quad \forall i \tag{12}$$

- **Adım 6:** En iyi alternatif klasik AHP olduğu gibi en yüksek değeri alan olarak belirlenir.

4.4 Bulanık TOPSIS

Bulanık çok kriterli karar verme yöntemlerinden ve alternatifler arasında sıralama yapmakta kullanılan Bulanık TOPSIS yöntemi, hem nitel hem de nicel kriterlerinin, kriter değerleriyle ilgilenen esnek bir yapıya sahip yöntemdir. Bu yöntem, klasik TOPSIS yönteminden farklı olarak sözel değişkenler yardımı ile problem içerisinde yer alan mevcut kriter ağırlıkları bazında alternatiflerin performanslarını hesaplayıp, alternatiflerin kendi aralarında sıralanmasını ve bu şekilde karşılaştırma yapabilme imkanı sağlar. Alternatifler veya seçenekler kendi aralarında sıralanırken; ideal olan alternatif, pozitif ideal çözüme en yakın ve negatif ideal çözüme en uzak olan seçenek olarak nitelendirilir. Bu durumun gerçekleşmesi içinse; yöntemde özgü olarak, her bir kriterin monoton olarak artan veya azalan bir değişim gösterdiği varsayılarak yapılır (Özdemir, 2015).

Bulanık TOPSIS yönteminin ilk adımında, karar vericilerden oluşan bir komite oluşturulur. K tane karar vericiden oluşan küme $E = \{D_1, D_2, \dots, D_K\}$ şeklinde ifade edilir. Karar vericilerden oluşan bir komite oluşturulduktan sonra mevcut alternatifler $A = \{A_1, A_2, \dots, A_m\}$ ve bu alternatifleri değerlendirmede kullanılacak kriterler $C = \{C_1, C_2, \dots, C_n\}$ belirlenir. Daha sonra alternatiflerin değerlendirilmesinde ve kriterlerin önem ağırlıklarının belirlenmesinde kullanılan sözel değişkenler seçilir. Karar vericiler, bu sözel değişkenler yardımıyla mevcut alternatif ve kriterleri değerlendirirler. Daha sonra, karar vericiler tarafından sözel değişkenler ile yapılan bu değerlendirmeler bulanık sayılar şeklinde ifade edilir. K tane karar vericinin alternatifler ve kriterler için değerlendirmelerini tek bir değere indirgeyebilmek için aşağıda açıklanan yol izlenir.

$$x_{ij} = \frac{1}{K} [\tilde{x}_{ij}^1 \oplus \tilde{x}_{ij}^2 \oplus \dots \oplus \tilde{x}_{ij}^K] \quad (13)$$

Burada, " \tilde{x}_{ij}^K ", K . Karar vericinin değerlendirmesini göstermektedir.

Her kriter için K tane karar verici tarafından belirlenen ağırlıkları tek bir değere indirmek için, (\tilde{w}_j) şekilde hesaplanabilir:

$$\tilde{w}_j = \frac{1}{K} [\tilde{w}_j^1 \oplus \tilde{w}_j^2 \oplus \dots \oplus \tilde{w}_j^K] \quad (14)$$

Burada " \tilde{w}_j^K ", K . Karar vericinin önem ağırlığını göstermektedir.

Tüm kriter ve alternatifler için tek bir değer elde edildikten sonra karar problemi matris formatında aşağıdaki şekilde gösterilir:

$$\tilde{D} = \begin{bmatrix} \tilde{x}_{11} & \tilde{x}_{12} & \dots & \tilde{x}_{1n} \\ \tilde{x}_{21} & \tilde{x}_{22} & \dots & \tilde{x}_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \tilde{x}_{m1} & \tilde{x}_{m2} & \dots & \tilde{x}_{mn} \end{bmatrix} \quad \tilde{W} = [\tilde{w}_1, \tilde{w}_2, \dots, \tilde{w}_n] \quad (15)$$

Burada, $\tilde{x}_{ij} = (a_{ij}, b_{ij}, c_{ij})$ ve $\tilde{w}_j = (w_j, w_j, w_j)$ üçgen bulanık sayılar olup, \tilde{D} bulanık karar matrisini, \tilde{W} ise bulanık ağırlıklar matrisini göstermektedir.

Karar matrisinin oluşturulmasından sonraki adım karar matrisinin normalize edilmesidir. Bulanık karar matrisi (5.36) ve (5.37) eşitlikleri yardımıyla normalize edilir ve normalize bulanık karar matrisi \tilde{R} elde edilir:

$$\tilde{R} = [\tilde{r}_{ij}]_{m \times n} \quad (16)$$

B ve C , fayda ve maliyet kriterleri olmak üzere:

$$\tilde{r}_{ij} = \left(\frac{l_{ij}}{u_j^+}, \frac{m_{ij}}{u_j^+}, \frac{u_{ij}}{u_j^+} \right), \quad j \in B, \quad u_j^+ = \max_i u_{ij}, \quad j \in B \quad (17)$$

$$\tilde{r}_{ij} = \left(\frac{l_j^-}{u_{ij}}, \frac{l_j^-}{m_{ij}}, \frac{l_j^-}{l_{ij}} \right), \quad j \in B, \quad l_j^- = \min_i u_{ij}, \quad j \in B \quad (18)$$

şeklinde hesaplanır. Burada, $r_{ij}, (\forall i, j)$ normalize edilmiş üçgen bulanık sayılardır.

Normalize bulanık karar matrisinin oluşturulmasından sonra, her bir karar kriterinin farklı önem ağırlığına sahip olabileceği dikkate alınarak ağırlıklı normalize bulanık karar matrisi aşağıdaki şekilde oluşturulur:

$$\tilde{V} = [\tilde{v}_{ij}]_{m \times n} \quad i = 1, 2, \dots, m \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (19)$$

$$\tilde{v}_{ij} = \tilde{r}_{ij} \times \tilde{w}_j \quad (20)$$

Ağırlıklı normalize bulanık karar matrisi oluşturulduktan sonra bulanık pozitif ideal çözüm (FPIS, A^+) ve bulanık negatif ideal çözüm (FNIS, A^-) aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$A^+ = (\tilde{v}_1^+, \tilde{v}_2^+, \dots, \tilde{v}_n^+) \quad \tilde{v}_j^+ = (1, 1, 1) \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (21)$$

$$A^- = (\tilde{v}_1^-, \tilde{v}_2^-, \dots, \tilde{v}_n^-) \quad \tilde{v}_j^- = (0, 0, 0) \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (22)$$

Daha sonra, her alternatife pozitif ideal çözüm (A^+) ve negatif ideal çözüme (A^-) olan uzaklıkları hesaplanır:

$$d_i^+ = \sum_{j=1}^n d_v(\tilde{v}_{ij}, \tilde{v}_j^+), \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (23)$$

$$d_i^- = \sum_{j=1}^n d_v(\tilde{v}_{ij}, \tilde{v}_j^-), \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (24)$$

Burada, " d_v " iki bulanık sayı arasındaki uzaklığı göstermektedir.

İki üçgen bulanık sayı arasındaki uzaklık vertex yöntemi yardımıyla hesaplanabilir:

$$d_v(\tilde{m}, \tilde{n}) = \sqrt{\frac{1}{3} [(a_1 - b_1)^2 + (a_2 - b_2)^2 + (a_3 - b_3)^2]} \quad (25)$$

Pozitif ideal çözüme ve negatif ideal çözüme göre uzaklıklar belirlendikten sonra, alternatiflerin sıralamasını belirleyebilmek için her alternatife ilişkin yakınlık katsayıları (CC_i) hesaplanır. Yakınlık katsayısı, bulanık pozitif ideal çözüme (A^+) ve bulanık negatif ideal çözüme (A^-) uzaklığı aynı anda dikkate alır. Her alternatife yakınlık katsayısı aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$CC_i = \frac{d_i^-}{d_i^+ + d_i^-}, \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (26)$$

$A_i = A^+$ ise $CC_i = 1$ olacağı ve $A_i = A^-$ ise $CC_i = 0$ olacağı açıktır. Diğer bir ifade ile CC_i değeri 1'e yaklaştıkça, alternatif A_i pozitif ideal çözüme daha yakın ve negatif ideal çözümden daha uzak olacaktır. CC_i 'nin dereceli sıralamasına göre, tüm alternatiflerin sıralaması belirlenebilir ve olası alternatifler arasından en iyi olanı seçilebilir.

5. Uygulama

Bu çalışmada gemi inşa sanayisi öncülerinden olan bir tersane incelemeye alınarak inşa edebileceği yedi farklı gruptaki gemi tiplerinden, uzman karar vericilerin tersaneye yeni proje kazandırmalarında göz önünde bulundukları on adet ana önemli kritere göre değerlendirmesini ve tersane günümüz koşullarına en uygun gemi tipinin seçimi incelenmiştir. Çalışmaya taban olan veriler, iş tecrübesi boyunca edinilen izlenimler ile ve daha önce tersane genel müdürlüğü yapmış ve hali hazırda iş

geliştirme direktörlüğünde tersaneye yeni projeler kazandırmak üzere görev almakta olan karar vericilere danışılarak ortaya çıkarılmıştır. Değerlendirme aşamasının en kritik noktalarından biri, karar vericilerin tersanenin her noktasına ve gemi inşa süreçlerinin her aşamasına hakim olmasıdır. Bu süreçlere ve bulunulan işletmenin özelliklerine hakim olmak, karar vericiyi yanlış yönlere karar vermesini engelleyici özellikleri bulunmaktadır.

İlk aşamada analitik üçgensel bulanık sayılara çevrilen karar matrisi Bulanık Analitik Hiyerarşi Prosesi yöntemi Buckley Type 1 yaklaşımları ile önem derecelerine göre çözümlenerek kriterler ağırlıklandırılmıştır.

İkinci aşamada ağırlıklandırılan ve sıralanan kriterlere göre yedi adet alternatif arasından her birine, Chen'in 2000 yılında önerdiği Bulanık TOPSIS yöntemi algoritması uygulanarak kendi içlerinde sıralanmıştır.

Tersanede üretimine karar verilecek gemi tipi seçiminde kar, prestij, adamsaat maliyeti, pazar ihtiyacı, tersane inşa kabiliyetine uygunluk, dış kaynak kullanım ihtiyacı, test ve garanti süreçleri maliyeti, proje toplam maliyeti, proje yönetim zorluğu ve gelecek getirileri olmak üzere toplam on adet kriter değerlendirmeye alınarak karar matrisi oluşturulmuştur.

5.1 Bulanık Metotların Uygulama Adımları

Uygulamada ana metotları olan ve birleştirilerek uygulanmış Bulanık AHP ve Bulanık TOPSIS yöntemlerinin adımları aşağıdaki şekilde izlenmiştir:

- Adım 1: Tersane stratejisi analiz edilir ve sektör taraması yapılır. Elde edilen veriler ve bulgular ile tersanede üretilebilecek gemi tipleri belirlenir.
- Adım 2: Gemi tipinin ya da tiplerinin belirlenmesinde değerlendirme aşamasında kullanılacak olan kriterler uzman karar vericiler ile belirlenir ve sınıflandırılır.
- Adım 3: Uzman karar vericilerin değerlendirmeleri ve görüşleri göz önünde tutularak ikili karşılaştırma matrisi oluşturulur. Daha sonra her karşılaştırma matrisi için tutarlılık endeksi ve tutarlılık oranı hesaplanır.
- Adım 4: Kriterler ikili karşılaştırma matrisinde dilsel (sözel) ifadeler kullanılarak birbirlerine göre karşılaştırılır ve önem dereceleri belirlenir. İkili karşılaştırmada kriterleri değerlendirmede kullanılan dilsel ifadelerin bulanık sayı karşılıkları Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Kriterleri değerlendirmede kullanılan dilsel ifadelerin üçgen bulanık sayı karşılıkları.

| Tanım | Bulanık Ölçek | Karşılık Ölçek |
|-----------------------------------|---------------|-----------------|
| Eşit derecede önemli (E) | (1, 1, 3) | (1/3, 1, 1) |
| Biraz daha fazla önemli (BD) | (1, 3, 5) | (1/5, 1/3, 1) |
| Kuvvetli derecede önemli (K) | (3, 5, 7) | (1/7, 1/5, 1/3) |
| Çok kuvvetli derecede önemli (ÇK) | (5, 7, 9) | (1/9, 1/7, 1/5) |
| Kesin daha önemli (KD) | (7, 9, 9) | (1/9, 1/9, 1/7) |

- Adım 5: Kriterlere göre alternatiflerin özellikleri, avantajlar, ve dezavantajları sorgulanarak dilsel derecelendirmeleri yapılır. Bu derecelendirmeler yapılırken uzman karar vericilerin

tecrübeleri ve tersanenin arşiv bilgilerine dayanılarak ölçekler belirlenir. Dilsel ifadeler Tablo 3'e göre bulanık sayılara dönüştürülür. Daha sonra, bulanık karar matrisi değerlendirmelere göre kurulur ve normalizasyon aşamasında faydalar ve maliyet kriterleri dikkate alınır. Ağırlıklandırılmış normalize bulanık karar matrisi, Bulanık AHP'den elde edilen kriter ağırlıkları kullanılarak üretilir.

Tablo 3. Alternatifleri kriterlere göre değerlendirmede kullanılan dilsel ifadelerin üçgen bulanık sayı karşılıkları.

| Tanım | Bulanık Ölçek |
|-----------------|---------------|
| Çok kötü (ÇK) | (0, 0, 1) |
| Kötü (K) | (0, 1, 3) |
| Biraz kötü (BK) | (1, 3, 5) |
| Orta (O) | (3, 5, 7) |
| Biraz iyi (Bİ) | (5, 7, 9) |
| İyi (İ) | (7, 9, 10) |

- Adım 6: Pozitif ideal çözüme ve negatif ideal çözüm noktaları belirlendikten sonra, her alternatiflerin bu noktalara olan uzaklıkları belirlenir.
- Adım 7: Pozitif ideal çözüme ve negatif ideal çözüme göre uzaklıklar belirlendikten sonra, alternatiflerin sıralamasını belirleyebilmek için her alternatife ilişkin yakınlık katsayıları (CC_i) hesaplanır. Yakınlık katsayısı, bulanık pozitif ideal çözüme (A^+) ve bulanık negatif ideal çözüme (A^-) uzaklığı aynı anda dikkate alır.
- Adım 8: Hesaplanan yakınlık katsayılarına göre alternatifler sıralanır.

5.2 Kriterler

Tersanede üretimine karar verilecek gemi tipi seçiminde kar, prestij, adamxsaat maliyeti, pazar ihtiyacı, tersane inşa kabiliyetine uygunluk, dış kaynak kullanım ihtiyacı, test ve garanti süreçleri maliyeti, proje toplam maliyeti, proje yönetim zorluğu ve gelecek getirileri olmak üzere toplam on adet kriter değerlendirmeye alınarak karar matrisi oluşturulmuştur.

5.3 Alternatifler

Tersanenin daha önce teslim ettiği projelerden edindiği tecrübe ve yeni pazar ihtiyaçlarına bağlı olarak seçilen yedi adet alternatif aşağıda belirtilmiştir:

- Yüzer Havuz
- Feribot
- Enerji Gemisi
- Askeri Proje
- 180000 DWT Tanker
- 1800 TEU Konteyner
- 100m Civarı Balıkçı / Destek Gemileri

5.4 Yöntem uygulaması

Tablo 4. Alternatifleri kriterlere göre değerlendirmede kullanılan dilsel ifadelerin üçgen bulanık sayı karşılıkları.

| | K1 | K2 | K3 | K4 | K5 | K6 | K7 | K8 | K9 | K10 |
|---|------|------|------|------|------|----|------|------|-----|------|
| Kar (K1) | | ÇK | ÇK | K | BD | KD | K | K | ÇK | 1/BD |
| Prestij (K2) | 1/ÇK | | 1/BD | 1/BD | 1/K | BD | BD | E | E | 1/K |
| AdamxSaat Maliyeti (K3) | 1/ÇK | BD | | E | 1/K | K | E | BD | BD | 1/K |
| Pazar İhtiyacı (K4) | 1/K | BD | 1/E | | E | ÇK | K | K | K | 1/BD |
| Tersane İnşa Kabiliyetine Uygunluk (K5) | 1/BD | K | K | 1/E | | K | K | K | ÇK | 1/BD |
| Dış Kaynak Kullanım İhtiyacı (K6) | 1/KD | 1/BD | 1/K | 1/ÇK | 1/K | | 1/BD | 1/BD | 1/K | 1/KD |
| Test ve Garanti Süreçleri Maliyeti (K7) | 1/K | 1/BD | 1/E | 1/K | 1/K | BD | | BD | E | 1/ÇK |
| Proje Toplam Maliyeti (K8) | 1/K | 1/E | 1/BD | 1/K | 1/K | BD | 1/BD | | BD | 1/KD |
| Proje Yönetim Zorluğu (K9) | 1/ÇK | 1/E | 1/BD | 1/K | 1/ÇK | K | 1/E | 1/BD | | 1/ÇK |
| Gelecek Getirileri (K10) | BD | K | K | BD | BD | KD | ÇK | KD | ÇK | |

Belirlenen kriterlerin, birleştirilen uzman görüş ve değerlendirmelerine göre kurulmuş dilsel ifadeler içeren ikili karşılaştırma matrisi Tablo 4' de verilmiştir. Bulanık AHP yönteminde öncelikle dilsel (sözel) ifadelerle kurulan ikili karşılaştırma matrisi üçgen bulanık sayılar kullanılarak hesap yapılabilir hale çevrilmiştir. Tablo 4' de verilen sözel ikili karşılaştırma matrisi Tablo 2' de bulunan sözel ifadelerin sayısal üçgen bulanık sayı karşılıklarıyla tekrar yazılır.

Tablo 5. Kriter ağırlıkları.

| | |
|-----|--------|
| K1 | 0.2286 |
| K2 | 0.0473 |
| K3 | 0.0735 |
| K4 | 0.118 |
| K5 | 0.1432 |
| K6 | 0.0179 |
| K7 | 0.041 |
| K8 | 0.0358 |
| K9 | 0.0327 |
| K10 | 0.2615 |

Yöntemlerde belirtilen durulaştırma ve normalizasyon işlemlerinin ardından kriterlerin ağırlıkları Tablo 5’de gösterildiği şekilde bulunmaktadır.

Tutarlılığı kontrol edilmiş olan ikili karşılaştırma matrisinin durulaştırılmış ve normalize edilmiş üçgen bulanık sayılarla edilmiş hali Tablo 6’da verilmiştir.

Tablo 6. Normalize edilmiş üçgen bulanık sayılarla kriter ağırlıkları.

| | L | M | U |
|-----|--------|--------|--------|
| K1 | 0.2505 | 0.2383 | 0.2259 |
| K2 | 0.0423 | 0.0392 | 0.0523 |
| K3 | 0.0652 | 0.0641 | 0.0746 |
| K4 | 0.1102 | 0.1103 | 0.1168 |
| K5 | 0.142 | 0.1435 | 0.1468 |
| K6 | 0.0191 | 0.0155 | 0.0184 |
| K7 | 0.0367 | 0.0373 | 0.042 |
| K8 | 0.0312 | 0.0326 | 0.0363 |
| K9 | 0.0297 | 0.0294 | 0.0299 |
| K10 | 0.2726 | 0.2893 | 0.2565 |

Kriterlerin önem dereceleri Bulanık AHP metodu ile belirlendikten sonra elde edilen üçgen bulanık sayılar Bulanık TOPSIS yönteminde kriter önem dereceleri olarak kullanılacaktır.

Alternatiflerin kriterlere göre uzman karar verici görüşleri ışığında dilsel (sözel) ifadeler kullanılarak değerlendirilen ve üçgen bulanık sayıya çevrilmiş hali Tablo 7’de verilmiştir.

Tablo 7. Alternatiflerin kriterlere göre sözel ifadelerle değerlendirilmesi.

| | K1 | K2 | K3 | K4 | K5 | K6 | K7 | K8 | K9 | K10 |
|-------------------------------|-------------|-------------|------------|-------------|-------------|------------|-------------|-------------|------------|------------|
| A1 (Yüzer Havuz) | (7, 9, 10) | (1, 3, 5) | (7, 9, 10) | (1, 3, 5) | (9, 10, 10) | (7, 9, 10) | (9, 10, 10) | (3, 5, 7) | (7, 9, 10) | (0, 1, 3) |
| A2 (Feribot) | (5, 7, 9) | (5, 7, 9) | (1, 3, 5) | (7, 9, 10) | (5, 7, 9) | (0, 1, 3) | (1, 3, 5) | (7, 9, 10) | (1, 3, 5) | (7, 9, 10) |
| A3 (Enerji Gemisi) | (7, 9, 10) | (7, 9, 10) | (0, 1, 3) | (0, 1, 3) | (3, 5, 7) | (0, 0, 1) | (5, 7, 9) | (5, 7, 9) | (3, 5, 7) | (1, 3, 5) |
| A4 (Askeri Proje) | (9, 10, 10) | (9, 10, 10) | (0, 0, 1) | (0, 1, 3) | (3, 5, 7) | (0, 1, 3) | (0, 0, 1) | (9, 10, 10) | (0, 0, 1) | (7, 9, 10) |
| A5 (180000 DWT Tanker) | (7, 9, 10) | (5, 7, 9) | (5, 7, 9) | (1, 3, 5) | (7, 9, 10) | (5, 7, 9) | (5, 7, 9) | (5, 7, 9) | (5, 7, 9) | (3, 5, 7) |
| A6 (1800 TEU Konteyner) | (5, 7, 9) | (3, 5, 7) | (3, 5, 7) | (1, 3, 5) | (5, 7, 9) | (3, 5, 7) | (3, 5, 7) | (3, 5, 7) | (5, 7, 9) | (3, 5, 7) |
| A7 (Balıkçı ve Destek Gemisi) | (7, 9, 10) | (1, 3, 5) | (0, 1, 3) | (9, 10, 10) | (1, 3, 5) | (1, 3, 5) | (1, 3, 5) | (0, 1, 3) | (1, 3, 5) | (7, 9, 10) |

Daha sonra, her alternatifin pozitif ideal çözüm (A^+) ve negatif ideal çözüme A^- olan uzaklıkları (23) ve (24) eşitlikleri kullanılarak hesaplanır. İki üçgen bulanık sayı arasındaki uzaklık (25) eşitliği yardımıyla hesaplanır. Uzaklıklar Tablo 8’de verilmiştir.

Tablo 8. FPIS ve FNIS değerlerinden uzaklıklar.

| | dA^+ | dA^- |
|-------------------------------|-------------------|-------------------|
| A1 (Yüzer Havuz) | 0.457382753667754 | 0.466467013595012 |
| A2 (Feribot) | 0.353378944066592 | 0.590379581488978 |
| A3 (Enerji Gemisi) | 0.551668353289342 | 0.377754115323537 |
| A4 (Askeri Proje) | 0.405960517809738 | 0.511186041098511 |
| A5 (180000 DWT Tanker) | 0.386576060103679 | 0.543691412047359 |
| A6 (1800 TEU Konteyner) | 0.485854929515061 | 0.450687003418578 |
| A7 (Balıkçı ve Destek Gemisi) | 0.399668663982123 | 0.531647602890379 |

Pozitif ideal çözüme ve negatif ideal çözüme göre uzaklıklar belirlendikten sonra, alternatiflerin sıralamasını belirleyebilmek için her alternatife ilişkin yakınlık katsayıları (CC_i) hesaplanır. Her alternatifin yakınlık katsayısı (26) eşitliği kullanılarak hesaplanır. Elde edilen değerler Tablo 9' de verilmiştir.

Tablo 9. Yakınlık katsayıları.

| ALTERNATİFLER | CC_i |
|-------------------------------|--------|
| A1 (Yüzer Havuz) | 0,505 |
| A2 (Feribot) | 0,626 |
| A3 (Enerji Gemisi) | 0,406 |
| A4 (Askeri Proje) | 0,557 |
| A5 (180000 DWT Tanker) | 0,584 |
| A6 (1800 TEU Konteyner) | 0,481 |
| A7 (Balıkçı ve Destek Gemisi) | 0,571 |

Tablo 9' de belirtilen değerler büyükten küçüğe sıralandığında alternatiflerin birbirlerine göre yerleşimi A2>A5>A7>A4>A1>A6>A3 şeklinde olmaktadır. Bu duruma göre iki numaralı alternatif olan "Feribot" tersanede üretilmesi gereken en ideal gemi tipi seçimi olacaktır.

6. Sonuç

Çalışma sonucunda belirlenen kriterler ve uzman karar verici değerlendirmeleri ile "Feribot" tipi gemilerin, bu tersanenin imal etmesi en ideal olan gemi tipi olduğu ortaya çıkmıştır. Diğer alternatifler arasından da "180000 DWT tanker" ve "balıkçı/destek gemilerinin" imal edilmesi diğer ideal gemi tipleri olarak öne çıkmışlardır.

Bu sonuçların elde edilmesinde en büyük kriterler görüleceği üzere öncelikle "Gelecek Getirisi" ve "Kar" olurken, diğer bir önemli kriter ise "Tersane İnşa Kabiliyetine Uygunluk" olarak belirlenmiştir. Burada gelecek getirisi kriteri artık tüm şirketler gibi tersanelerinde, bir sözleşme imzalarken kardan daha çok üzerinde durdukları ve süreç içerisinde getiri verileri elde etmek amacıyla daha çok çalışma ve analizler

yaptığı kriterlerdir. Kardan daha fazla olmasının sebebi ise, uluslararası ticarete ve pazarda talep azlığına karşılık arzın çok daha fazlalaşmasıdır. Artık büyük şirketler tek bir projeden yüksek kar elde etmektense, sürdürülebilirliği sonsuz kılmak amacıyla az kar ancak çok proje yapmayı tercih etmeye başlamıştır. Son yapılan araştırmalarda bunları desteklemektedir. Buna gemi inşa sektöründe bir örnek vermek gerekirse, daha önceki yıllarda tek tip büyük gemilerin inşası çok popüler iken, günümüzde tersaneler referanslarına multi-fonksiyonel ve farklı çeşitteki gemi tiplerinin inşasını kazandırmaya çalışmaktadır. Bu durumda inşa maliyetlerini yükseltirken, karı azaltmakta ancak tersanenin gelecekte pazarda yerini korumasını sağlayacaktır.

Diğer yandan gemi inşa ve denizcilik sektöründeki gelişen teknolojiler ile çağa ayak uyduran “multi-task” gemiler ile piyasa koşulları değişmekte ve tersanelerin bu tip gemileri inşa ederek kazandıkları “Know-How” çok değerli hale gelmektedir. Örneğin; günümüzde ve önümüzdeki 5 yıl içerisinde büyük pazar hacmi olan kuzey ülkeleri pazarında, 15-20 yıl içerisinde dizel ya da fuel-oilin en yaygın kullanılan yakıt tercihi olmasına rağmen, armatörler ve denizcilik şirketlerinin neredeyse yarısı gemilerinde kullanacakları yakıt ve ya tahrik sistemleri olarak hibrit çözümlere geçeceklerini belirtmektedir. Bunlardan yaklaşık yüzde 40’ı elektrik tahriki için batarya kullanacaklarını ve yüzde 30’ununda LNG’yi yakıt olarak tercih edeceklerini belirtmektedir. Bu nedenle yeni teknolojiye sahip gemilerin inşası ile kazanılacak “Know-How”, gelecekte de bu tersaneye daha fazla projenin kazandırılmasında büyük rol oynayacaktır. Tersaneler yeni bir sözleşme aşamasına başladıklarında gelecek getirisi kriterini derinlemesine işlemleri gerektiği gerçeği ortaya çıkmaktadır.

Gemi inşa sektörü içerisinde proje yönetiminde öne geçmek isteyen işletmelerin, çalışmada incelenen karar verme ve çok kriterli karar verme yöntemlerini benimsemeleri ve işletmedeki her karar aşamasında bu yöntemleri kullanmalarının faydalı olacağı düşünülmektedir. Her ayrı karar verme aşamasında uygun yöntem süreçlere basit şekilde entegre edilerek, süreçlerin ve kararların iyileştirilmesinde büyük etki sağlayacaktır.

7. Kaynaklar

Kafalı, M., Cebi, S., Özkök, M. Kahraman, C., (2015). “A Fuzzy Multiphase and Multicriteria Decision-Making Method for Cutting Technologies Used in Shipyards”, *International Journal of Fuzzy Systems*, Vol. 18, No. 2, 09/2015, s. 198-211.

Hui-li, Y., Chun-guang, L., ve Jing-xian, B., (2009). “Application of Analytic Hierarchy Process (AHP) in shipyard project investment Risk Recognition”, *Canadian Social Science*, Vol.5, No.5, Canada.

Matulja, T., (2009). “Hierarchical Modeling as Basis for an Optimal Shipyard Layout Design Methodology”, *Portal of Croatian Scientific and Professional Journals*, Vol.51, No.6.

Erol, A., Gülsün, B. ve Aydın, M., (2015). “Tersanelerde İnşa Edilecek Gemi Tipinin Bulanık TOPSIS ve Bulanık VIKOR Yöntemleri ile Belirlenmesi”, *TMMOB Gemi Mühendisleri Odası, Gemi ve Deniz Teknolojisi Dergisi*, Sayı 203, s. 95-103.

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*.

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*.

Uzun, S., ve Kazan, H., (2016). "Çok Kriterli Karar Verme Yöntemlerinden AHP, TOPSIS ve PROMETHEE Karşılaştırması: Gemi İnşada Ana Makine Seçimi Uygulaması", Journal of Transportation and Logistics, Vol.1, Is.1, İstanbul.

Kırdağı, M., (2010). "Tersanelerde Verimliliği Etkileyen Parametrelerin Fuzzy AHP Yöntemi ile Analizi", Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

Çakıroğlu, G., Şener, B., ve Balın, A., (2018). "Applying A Fuzzy-AHP For The Selection Of A Suitable Tugboat Based On Propulsion System Type", Brodogradnja, Vol. 69, No. 4.

Jiao, J., Ren, H. ve Sun, S., (2016). "Assessment of surface ship environment adaptability in seaways: A fuzzy comprehensive evaluation method", International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, Vol. 8, 344 – 359.

Kleindorfer, P.R., Kunreuther, H.C. and Schoemaker, P.J.H., (1993). "Decision Science: An Integrative Perspective", Cambridge University Press, Oakleigh.

Liebowitz, J., (1990). "The Dynamics of Decision Support Systems and Expert Systems, Dryden Press, Chicago.

Yusufoğlu, A., (2001). "Çok Amaçlı Karar Verme Yöntemi Olarak Toplu Kriter Yöntemi ve Bir Uygulama", Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, İstanbul.

Jahanshahloo, G.R., Hosseinzadeh Lotfi F. ve Izadikhah M., (2006). "Extension of the TOPSIS Method for Decision Making Problems with Fuzzy Data", Applied Mathematics and Computation.

Zadeh, L.A., (1965). "Fuzzy Sets", Inform, Control, Vol. 8, No. 2.

Zhu, K.J., Jing, Y., ve Chang, D.Y., (1999). "A Discussion of Extent Analysis Method and Applications of Fuzzy AHP", European Journal of Operational Research.

Özdemir, Ü., (2015). "Çok Kriterli Karar Verme Yöntemleri Kullanılarak Gemiler için Uygun Yük Seçiminin Analizi", Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.

8. Referans Tez

Bu makale aşağıda belirtilen yüksek lisans tezinden üretilmiştir.

- Balbaş, O. (2019). "Tersanelerde Çok Amaçlı Karar Verme Yöntemleri ile Proje Yönetimi", Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.



2019 Yılında Mezun Olan Tüm Meslektaşlarımızı Kutluyoruz

Congratulations to 2019 graduates and our counterparts of Naval Architect and Marine Engineers, and Naval Architect and Ocean Engineers from Istanbul Technical University, Yıldız Technical University, Karadeniz Technical University and Pîrî Reis University.

İstanbul Teknik Üniversitesi - Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi



Yıldız Teknik Üniversitesi - Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi



Piri Reis Üniversitesi - Mühendislik Fakültesi



Karadeniz Teknik Üniversitesi - Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi



Bizi Takip Edin!

www.gmo.org.tr



/Gemimuhendis



/tmmobgmomerkez



/gemimuhendisleriodasi



/gemimuhendisleriodasi



TMMOB Gemi Mühendisleri Odası

GMO **TMMOB Gemi Mühendisleri Odası**
Endaze Bülteni EKİM 2018

GMO ATASININ İZİNDE 64 YAŞINDA

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası Üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmemerkez twitter.com/Gemimuhendis
[instagram.com/gemimuhendislerodasi](https://www.instagram.com/gemimuhendislerodasi) [Link edin/tmmobgmemerkez](https://www.linkedin.com/company/tmmobgmemerkez)

GMO **TMMOB Gemi Mühendisleri Odası**
Endaze Bülteni KASIM 2018

ODAMIZ 64 YAŞINI KUTLUYOR

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası Üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmemerkez twitter.com/Gemimuhendis
[instagram.com/gemimuhendislerodasi](https://www.instagram.com/gemimuhendislerodasi) [Link edin/tmmobgmemerkez](https://www.linkedin.com/company/tmmobgmemerkez)

GMO **TMMOB Gemi Mühendisleri Odası**
Endaze Bülteni ARALIK 2018

64. YILIMIZ KUTLU OLSUN!

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası Üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmemerkez twitter.com/Gemimuhendis
[instagram.com/gemimuhendislerodasi](https://www.instagram.com/gemimuhendislerodasi) [Link edin/tmmobgmemerkez](https://www.linkedin.com/company/tmmobgmemerkez)

GMO **TMMOB Gemi Mühendisleri Odası**
Endaze Bülteni OCAK 2019

Saygı ve Özlemle...

Ord. Prof. Ata Nürtkü 1904 – 31 Ocak 1994
Prof. Dr. Teoman Özalp 1936 – 20 Ocak 2017

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası Üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmemerkez twitter.com/Gemimuhendis
[instagram.com/gemimuhendislerodasi](https://www.instagram.com/gemimuhendislerodasi) [Link edin/tmmobgmemerkez](https://www.linkedin.com/company/tmmobgmemerkez)

GMO **TMMOB Gemi Mühendisleri Odası**
Endaze Bülteni ŞUBAT 2019

Aidat borcunu ödeyerek hem çevreye hem odaya katkıda bulunan siz değerli üyelerimize teşekkür ederiz!

TEMA

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası Üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmemerkez twitter.com/Gemimuhendis
[instagram.com/gemimuhendislerodasi](https://www.instagram.com/gemimuhendislerodasi) [Link edin/tmmobgmemerkez](https://www.linkedin.com/company/tmmobgmemerkez)

GMO **TMMOB Gemi Mühendisleri Odası**
Endaze Bülteni MART 2019

BİR DESTANDIR ÇANAKKALE

Çanakkale'yi Geçilmez Yapan, Ulu Önder Mustafa Kemal Atatürk'ü ve Şehitlerimizi Saygıyla Anıyoruz

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası Üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmemerkez twitter.com/Gemimuhendis
[instagram.com/gemimuhendislerodasi](https://www.instagram.com/gemimuhendislerodasi) [Link edin/tmmobgmemerkez](https://www.linkedin.com/company/tmmobgmemerkez)

GMO **TMMOB Gemi Mühendisleri Odası**
Endaze Bülteni NISAN 2019

23 NISAN ULUSAL EGEMENLİK VE ÇOCUK BAYRAMI KUTLU OLSUN!

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası Üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmemerkez twitter.com/Gemimuhendis
[instagram.com/gemimuhendislerodasi](https://www.instagram.com/gemimuhendislerodasi) [Link edin/tmmobgmemerkez](https://www.linkedin.com/company/tmmobgmemerkez)

GMO **TMMOB Gemi Mühendisleri Odası**
Endaze Bülteni MAYIS 2019

19 MAYIS 1919 MİLLİ MÜCADELE 100 YAŞINDA

GEMİ MÜHENDİSLERİ ODASI ATASININ İZİNDE 64 YAŞINDA

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası Üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmemerkez twitter.com/Gemimuhendis
[instagram.com/gemimuhendislerodasi](https://www.instagram.com/gemimuhendislerodasi) [Link edin/tmmobgmemerkez](https://www.linkedin.com/company/tmmobgmemerkez)

GMO **TMMOB Gemi Mühendisleri Odası**
Endaze Bülteni HAZİRAN 2019

Tüm Mezanlarımıza Başarılar Diliyoruz

Endaze Bülteni, Gemi Mühendisleri Odası Üyelerine e-posta yolu ile iletilir. Ulaşmasını istediğiniz e-posta detaylarını lütfen Gemi Mühendisleri Odası'na bildiriniz.
Adres: Postane Mahallesi Nil Sokak No:10 Tuzla-İstanbul
Telefon: (216) 447 40 30-31-32 - Faks: (216) 447 40 33

www.gmo.org.tr www.facebook.com/tmmobgmemerkez twitter.com/Gemimuhendis
[instagram.com/gemimuhendislerodasi](https://www.instagram.com/gemimuhendislerodasi) [Link edin/tmmobgmemerkez](https://www.linkedin.com/company/tmmobgmemerkez)



TÜRK LOYDU



**TÜRKİYE'NİN
KLAS
KURULUŞU**

Teknolojide Öncü, Bağımsız, Uzman

www.turkloydu.org