

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

TMMOB
GEMİ MÜHENDİSLERİ ODASI



YILINI BÜYÜK COŞKUYLA KUTLADI

11 ARALIK 1954

EDİTÖRDEN / EDITORIAL

Değerli Meslektaşlar ve Okurlar,

Gemi ve Deniz Teknolojisi dergimizin 210. Sayısında sizlere dört bilimsel makale sunmaktan mutluluk duymaktayız. Can ve çevre/mal güvenliği ile ekonomik açıdan gemi manevra özelliklerinin fiziksel modelini kurmak, bu konunun mühendislik çözümlerini gerçekleştirebilecek uzmanlıklara büyük ihtiyaç vardır. Bu kapsamda dergimizde iki bölüm halinde sunulan Gemilerin Manevra Performans Tahminleri için Genel bir Değerlendirme başlıklı çalışma konunun önemli detaylarını vermektedir. Dergimizdeki üçüncü makade, bir taşıt Dizel motorunda n-bütanolun emme havasına püskürtülmesinin motor karakteristikleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Refakat römorkörleri tarafından büyük boyutlu gemilere uygulanan dinamik cer kuvvetlerinin belirlenmesinde kullanılacak iki farklı hesaplamalı yöntem ise bu sayıda okuyacağınız dördüncü makalede incelenmiştir.

Türkçe veya İngilizce dillerinde yazılmış özgün araştırma makaleleri, teknik not, editöre mektup, tartışma, vaka takdimi, derleme ve çeviri türünde bilimsel çalışmaları yayınlayan Gemi ve Deniz Teknolojisi dergimizin, <http://www.gmoshipmar.org> elektronik platformu üzerinden güncel standartlarda işlevsel hale getirildiğini sizler ile paylaşmaktan mutluluk duymaktayız.

Saygılarımızla.

Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN
Baş Editör

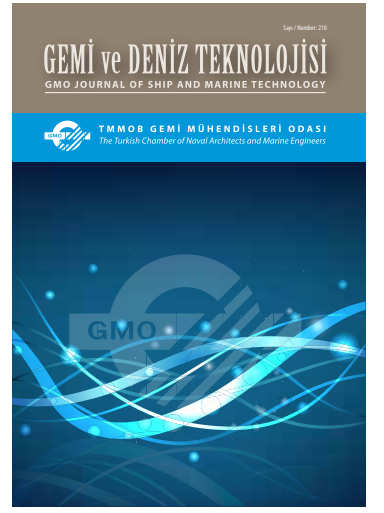
Distinguished Colleagues and Readers,

We are happy to present the issue 210 of GMO Journal of Ship and Marine Technology with four scientific articles. We are pleased to present four scientific papers on the 210th issue. There is a great need to build the physical model of ship maneuverability and to have expert engineering services since life and property/environment safety and operational capabilities are directly linked with ship maneuverability. In this context, the two series article entitled A Review on Prediction of Ship Manoeuvring Performance would be of interest. The third paper in this issue reports the effects of n-butanol injection into intake air on the performance and exhaust emissions based on some experiments. In the fourth paper a study of two practical computational procedures to predict the steering and braking forces applied by tractor type escort tugs to large vessels, particularly oil tankers is presented.

GMO Journal of Ship and Marine Technology, written in Turkish or English languages, publishes original research papers, technical notes, editorial letters, discussions, case studies, compilations and scientific studies in the form of translations, has been made functional on up-to-date standards via <http://www.gmoshipmar.org> e-journal platform that we are happy to share with you.

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

İlker CİVELEK

Baş Editör / Editor-in-Chief

Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN

Yardımcı Editör / Associate Editor

Doç. Dr. Ömer Kemal KINACI

Yayın Komisyonu / Editing Committee

Salih BOSTANCI
Batuhan KARATAŞ
Tuğba TIKTAŞ

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

Sürelili Yayın (3 Aylık) / Periodical, 3 months
Sayı / Number : 210

Basıldığı Yer ve Tarih / Printed in / Date

Cenkler Matbaacılık Amb. San. Tic. Ltd. Şti.
İ. Karaoğlanoğlu Cad. Civan Sok. No: 7
Sevranıtepe, 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

Baskı Tarihi / Date of print : December 2017
Baskı Sayısı / Number of prints : 500



GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ, TMMOB Gemi Mühendisleri Odası'nın 3 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 yazılardan 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. 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 (Piri Reis University, Istanbul, Turkey)
Prof. Dr. Fahri ÇELİK (Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey)
Prof. Dr. Bettar O. EL-MOCTAR (University of Duisburg-Essen, Duisburg, DE)
Prof. Dr. Oral ERDOĞAN (Piri 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. Atilla İNCECİK (Strathclyde University, UK)
Prof. Dr. Nurhan KÂHYAOĞLU (Piri 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, Sweden)
Prof. Dr. Süleyman ÖZKAYNAK (Piri Reis University, Istanbul, Turkey)
Prof. Ing.Claudio PENZA (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 (Piri Reis University, Istanbul, Turkey)
Prof. Ing.Giorgio TRINCAS (University of Trieste, Trieste, Italy)
Prof. Dr. Osman TURAN (Strathclyde University, Glasgow, UK)
Prof. Dr. Omar YAAKOB (Universiti Teknologi Malaysia, Johor, Malaysia)
Prof. Dr. Hüseyin YILMAZ (Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey)
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)
Ing. Markus Wolfgang HAAS (SICK AG, Düsseldorf, Germany)
Mr. Klaus ANDREASEN (BAWAT A/S, Hørsholm, Denmark)

İÇİNDEKİLER / CONTENTS

Turboşarjlı Direk Püskürtmeli Bir Dizel Motorunda N-Butanol Fumigasyonunun Motor Performansı Ve Eksoz Emisyonları Üzerindeki Etkilerinin Deneysel İncelenmesi Experimental Investigation of the Effects of N-Butanol Fumigation on Engine Performance and Exhaust Emissions in a Turbocharged Diesel Engine <i>Zehra Şahin, Orhan Nazım Aksu, Orhan Durgun</i>	5
Traktör Tipi Refakat Römorkörleri İçin Dinamik Cer Kuvveti Hesabı Computation of Steering and Braking Forces of Tractor Type Escort Tugs <i>Çağrı Aydın, Utku Cem Karabulut, Uğur Onal Ünal, Kadir Sariöz</i>	21
Gemilerin Manevra Performans Tahminleri İçin Genel Bir Değerlendirme - 1 A Review on Prediction of Ship Manoeuvring Performance, Part 1 <i>Ömer Faruk Sukas, Ömer Kemal Kınacı, Şakir Bal</i>	37
Gemilerin Manevra Performans Tahminleri İçin Genel Bir Değerlendirme - 2 A Review on Prediction of Ship Manoeuvring Performance, Part 2 <i>Ömer Faruk Sukas, Ömer Kemal Kınacı, Şakir Bal</i>	76
INT-NAM 2017 Call for Papers	107



BİR AJANDA BİR FİDAN



Aidat borcu olmayan üyelerimiz adınıza Tema Vakfı'na bağışta bulunarak yemyeşil, yaşanabilir bir dünya umuduna destek vereceğiz

Odamıza, 2017 yılı dahil aidat yükümlülüğünü 15/01/2018 tarihine kadar ödeyerek yerine getirmiş üyelerimiz adına, TEMA Vakfı ile yaptığımız anlaşma kapsamında birer fidan dikilip, sertifikası üyelerimize gönderilecektir.

Sizleri oda aidat borcunuzu ödemeye ve bu sayede hem odamıza destekte bulunup hem de yaşanabilir bir dünya için değerli bir katkıda bulunmaya davet ediyoruz.

TMMOB Gemi Mühendisleri Odası

Turboşarjlı Direk Püskürtmeli Bir Dizel Motorunda N-Butanol Fumigasyonunun Motor Performansı ve Eksoz Emisyonları Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Zehra Şahin¹, Orhan Nazım Aksu², Orhan Durgun³

¹zsahin@ktu.edu.tr; ²onaksu@ktu.edu.tr; ³odurgun@ktu.edu.tr

¹ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bl., Trabzon

² Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Abdullah Kanca Meslek Yüksekokulu

³ Avrasya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Trabzon

Özet

Sunulan çalışmada, n-bütanolün emme havasına püskürtülmesinin (n-bütanol fumigasyonunun, nBF) motor karakteristikleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri, Renault K9K 700 tipi turboşarjlı, modern common-rail püskürtme sistemine sahip bir otomobil dizel motorunda deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler, çeşitli n-bütanol oranları için (140 Nm, 125 Nm, 110 Nm, 95 Nm ve 80 Nm) gibi beş farklı yükleme durumunda ve 3000 d/d motor hızında gerçekleştirilmiştir. Burada n-bütanol, hacimsel olarak % 2, % 4, % 6, % 8 ve % 10 oranlarında emme havası içerisine basit bir karbüratörle püskürtülmüştür. İlgili karbüratörün ana meme jetini kontrol eden ayar vidası yeniden tasarlanmıştır ve ilgili parça Trabzon piyasasında üretilmiştir. Yapılan deneyler sonunda; seçilen nBF oranları için efektif güç değerlerinin saf dizel yakıtı (SDY) değerleri ile hemen hemen aynı olduğu görülmüştür. Ancak seçilen tüm çalışma koşullarında; özgül yakıt tüketiminin önemli ölçüde arttığı ve efektif verimin ise azaldığı belirlenmiştir. Seçilen nBF oranları için toplam hidro karbonların (THC) ve karbon monoksitinin (CO) önemli ölçüde arttığı, ancak azot oksitlerinin (NO_x) azaldığı görülmüştür. Duman koyuluğu ise; (140 Nm, 125 Nm ve 110 Nm) gibi yüksek yük değerlerinde artmıştır. Ancak yüksek nBF oranları için artışlar daha yüksek olmuştur. Duman koyuluğu; (95 Nm ve 80 Nm) gibi düşük yük durumlarında ise % 6 nBF oranına kadar azalmıştır, fakat bu orandan sonra ise yeniden artmaya başlamıştır. Sunulan çalışmada, seçilen nBF oranları için toplam yakıt maliyeti SDY'den daha yüksek olmuştur. Bu çalışmanın son bölümünde ise, daha önceden yazarlar tarafından yapılan n-bütanol karışımı deney sonuçları ile nBF deney sonuçları, 3 farklı n-bütanol oranı ve 3 farklı yük durumu için karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dizel motoru, n-bütanol fumigasyonu, eksoz emisyonları, motor karakteristikleri, maliyet analizi

Experimental Investigation of the Effects of N-Butanol Fumigation on Engine Performance and Exhaust Emissions in a Turbocharged Diesel Engine

Zehra Şahin¹, Orhan Nazım Aksu², Orhan Durgun³

¹zsahin@ktu.edu.tr; ²onaksu@ktu.edu.tr; ³odurgun@ktu.edu.tr

¹ Karadeniz Technical University, Engineering Faculty, Mechanical Engineering Dep., Trabzon

² Karadeniz Technical University, Sürmene Abdullah Kanca High School

³ Avrasya University, Mechanical Engineering Dep., Trabzon

Abstract

In the present study, the effects of n-butanol injection into intake air (n-butanol fumigation, nBF) on the performance and exhaust emissions were experimentally investigated in a Renault K9K 700 type turbocharged common-rail DI automotive diesel engine. Experiments were performed under five different loads such (140 Nm, 125 Nm, 110 Nm, 95 Nm and 80 Nm) and at 3000 rpm engine speed, for various n-butanol ratios. Here, n-butanol was injected into intake air by using an adapted carburetor, which main nozzle section is adjustable to give approximately 2 %, 4 %, 6 %, 8 % and 10 % (by vol.) n-butanol ratios. The test results showed that effective power values for selected nBF ratios are nearly equal to neat diesel fuel (NDF). However, break specific fuel consumption increases and effective efficiency decreases considerably for all of the operating conditions. NO_x emissions decrease, whereas THC and CO increase significantly for all of the selected nBF ratios. Opacity increases for high loads (140 Nm, 125 Nm and 110 Nm) and increment ratios of opacity for high nBF ratios are higher than that of lower nBF ratios. Although opacity decreases under selected low loads (95 Nm and 80 Nm) for low nBF ratios, it starts to increase after 6 % nBF ratio. Also, total fuel cost for selected nBF ratios is higher than NDF. In the present study, the nBF results were also compared with the results of the n-butanol-diesel fuel blends (nBDFBs), which previously investigated experimentally by authors, for three different loads and three n-butanol percentages.

Keywords: Diesel engine, n-butanol fumigation, exhaust emissions, engine characteristics, cost analysis

1. Introduction

Using of diesel automobiles has become widespread for the last 15 years. However, it is explained that the use of diesel automobiles will be banned from 2025 in some countries of Europe. One of the most important reasons for this is environmental pollution. For this reason, a lot of studies have been carried out on the reduction of environmental pollution and also improve engine performance parameters (Goldsworthy, 2013 & Sahin et al., 2015). It is known that alternative fuel studies are among these related studies.

Among the alternative fuels, the most researched fuels are alcohols (Goldsworthy, 2013 & Rakopoulos et al., 2010). But the studies on n-butanol are at limited number compared to the other alcohols in spite of its having more advantages than the other alcohols (Sahin and Aksu, 2015). However, studies for different ratios of n-butanol and diesel fuel blends have been carried out in recent years (Sahin et al., 2015 & Sahin and Aksu, 2015). From these studies, promising results have been obtained in terms of engine performance characteristics and exhaust emissions. As known, alcohols fumigation, especially ethanol fumigation have also been carried out (Goldsworthy, 2013 & Abu-Qudais et al., 2000 & Chen et al., 2013). However, a fewer studies on n-butanol fumigation have been done in literature (Lopez et al., 2015 & Chen et al., 2013). For this reason, in the present study, n-butanol fumigation (nBF) has been investigated experimentally in a modern automotive diesel engine for five different load at 3000 rpm and the obtained results are compared to neat diesel fuel (NDF). Also, in the present study, the nBF results were compared with the results of the n-butanol-diesel fuel blends (nBDFBs), which previously investigated by authors, for three different loads and three different n-butanol percentages.

2. Experimental system and test procedure

2.1. Engine and experimental set up

Experiments for NDF and nBF were conducted in a 4 cylinder, 4-stroke, water-cooled, turbocharged, common-rail injection, 1.461 L Renault DI automotive diesel engine (model K9K 700). Main technical specifications of the engine are given in Table 1 and schematic diagram of the test system used was presented in Fig. 1. The test bed was produced by Cussons. Here; loading was done by a water brake and the brake moment (loading force) was measured electronically. Exhaust emissions were measured by using an exhaust gas analyzer (DiGas 4000, AVL). The accuracies of CO₂ and CO are within ± 0.1 % vol and ± 0.01 % vol, respectively. Also, the accuracies of HC and NO_x measurement are within 1 ppm.

2.2. Experimental procedure

Here, tests were carried out at 3000 rpm for approximately 2 %, 4 %, 6 %, 8 % and 10 % (by vol.) nBF ratios. Also, five different loads of (140, 125, 110, 95 and 80) Nm were selected. Firstly, NDF tests were conducted as NDF values were required to compare n-butanol addition results. After NDF tests were completed, the adapted carburetor was mounted on the intake manifold of the engine. Fig. 1 presents technical view of the adapted carburetor. Also; to introduce n-butanol into intake air and to

measure the amount of the added n-butanol, a small n-butanol tank, a scaled glass bulb and a flexible pipe were used and n-butanol adding unit is shown in Fig. 1. Any other change on the experimental system and engine was not done. The main steps of the experiments are briefly given in the following paragraph.

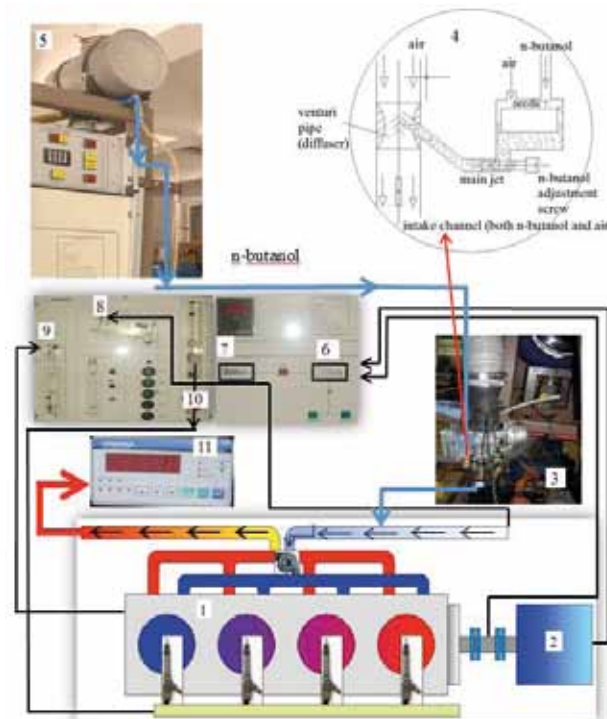


Figure 1. Experimental system. 1-engine, 2-loading unit, 3- adapted carburetor, 4- technical drawing of the adapted carburetor, 5- n-butanol tank, 6-force, 7-speed, 8-air measurement manometer, 9- coolant flow meter, 10-fuel measurement unit, 11- gas analyzer (NO_x analyzer).

The test engine was run for approximately 30 minutes before tests and when temperature of cooling water becomes (70 ± 5) °C, that is steady state conditions were reached, experiments for various nBF ratios have been carried out. At 3000 rpm, firstly the engine load was adjusted as 140 Nm. Then, the main jet opening of carburetor was adjusted to the 1st opening which gives 2 % n-butanol ratio. After approximately 2 % nBF tests were carried out for loading moments between (140-80) Nm; by reducing the engine load at 15 Nm steps and simultaneously adjusting gas throttle levels suitably to obtained constant 3000 rpm. Thus, 2 % nBF tests under five different engine loads were performed. After that, for obtaining 4 % n-butanol ratio, the main jet opening of carburetor was adjusted to the 2nd opening and this opening was again retained fixed at the same 3000 rpm. Thus, tests for % 4 nBF were carried out under (140, 125, 110, 95 and 80) Nm engine loads. Then, similar experimental procedure for approximately (6 %, 8 % and 10 %) nBF ratios were applied.

Table 1. Main technical specifications of the test engine

Engine	Renault K9K 700 turbocharged automotive diesel engine
Displacement	1.461 liter
Number of cylinder	4
Bore & stroke	76 & 80.5 mm
Compression ratio	18.25: 1
Maximum power	48 kW @ 4000 rpm
Maximum torque	160 Nm @ 1750 rpm
Connecting rod length	130 mm

Injection system	Common rail injection system *
Number of nozzle holes	5
Nozzle hole diameter	0.12 mm

*The high pressure ups to 2000 bar

In this study, the effects of nBF on engine performance and exhaust emissions were experimentally studied and compared under different loads and for 3000 rpm engine speed. Here, experiments were conducted for n-butanol ratios (2, 4, 6, 8 and 10 %, by vol.) under five different loads. Tests were firstly carried out for NDF to obtain a database for comparison of the results of nBF. After completed NDF experiments, nBF tests were performed. In the fumigation method, the adapted carburetor was mounted on the inlet manifold of the test engine and thus, n-butanol was introduced into intake air flow. Here; for fumigation tests, to obtain 5 different n-butanol ratios of ~ (2, 4, 6, 8 and 10) %, by vol., carburetor main jet opening was adjusted at 5 different position.

2.3. Calculation of engine performance and determination fumigated fuel properties

In this section, the principles of the calculation of engine performance parameters and determination of fumigated fuel properties for NDF and n-butanol are summarized. The details of the calculation process can be found in references (Durgun, 1990 & Durgun, 2013). In the present study, fuel consumption of the engine was determined by using a scaled glass bulb and consumption duration of 50 mL of diesel fuel was measured. By this way, effective power output, total fuel consumption, brake specific fuel consumption (BSFC) and effective efficiency have been calculated by using the following relations.

$$N_e(kW) = 0.1013 \frac{T_b \omega}{p_0} \sqrt{T_0/293} X_{hum} \quad (1)$$

$$B[kg/h] = \frac{\Delta m_f}{\Delta t} = \frac{\Delta V \rho_d 3600}{\Delta t 10^6}, \quad NDF, nBDFBs \quad (2a)$$

$$B[kg/h] = \frac{\Delta m_f}{\Delta t} = \frac{(50 \rho_d + V_{nB} \rho_{nB}) 3600}{\Delta t 10^6}, \quad nBF \quad (2b)$$

$$b_e[kg/kWh] = \frac{B}{N_e}, \quad \eta_e = \frac{3600}{LHV b_e} \quad (3a, 3b)$$

In Eq. (1); T_b (Nm) is brake torque, ω is angular velocity of the crankshaft, p_0 (MPa) and T_0 (K) are pressure and temperatures of ambient air, respectively. X_{hum} is the humidity correction factor and it is determined depending on dry and wet thermometer temperatures. In Eqs. (2a) and (3b); ΔV is the volume of consumed diesel fuel, Δt (s) is the duration of consumption of ΔV volume (50 mL) of fuel, ρ_d is the density of diesel fuel, and LHV is the lower heating value of diesel fuel and n-butanol mixture. Here, lower heating values of diesel fuel and n-butanol have been calculated by using well known Mendeleyev formula (Durgun, 2013 & Kolchin and Demidov, 1984).

$$LHV[kJ/kg] = [33.91c' + 125.6h' - 10.89(oy' - s') - 2.51(9h' - w')] 10^{-3} \quad (4)$$

In Eq. (4), c', h', oy', s' and w' represent elemental composition of fuel, and their values for diesel fuel and n-butanol have been given in Table 2. For fumigation case, lower heating values have been determined by using the following relation given by Durgun 1990 & 2013.

$$LHV_{nBF} [kJ/kg] = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i \rho_i LHV_i)}{\sum_{i=1}^n (x_i \rho_i)} = \frac{x_d \rho_d LHV_d + x_{nB} \rho_{nB} LHV_{nB}}{x_d \rho_d + x_{nB} \rho_{nB}} \quad (5)$$

where ρ_d and ρ_{nB} are the densities of diesel fuel and n-butanol respectively, and x_d and x_{nB} are the volumetric percentages of diesel fuel and n-butanol in the mixture, respectively. In the present study, to see clearly the effects of nBF addition on engine performance and exhaust emissions, variation ratios of engine performance characteristics and exhaust emissions in respect of NDF were calculated. For example, variation ratio of BSFC was computed as follows:

$$\frac{\Delta b_e}{b_e} \times 100 [\%] = [(b_{e,nBF} - b_{e,d}) / b_{e,d}] 100 \quad (6)$$

where $b_{e,nBF}$ and $b_{e,d}$ are bsfc values for fumigated fuel and diesel fuel, respectively.

2.4. Cost analysis

In the present study, cost analysis has also been done by using the practical relationship, which was proposed originally by Durgun (2013). Here, by using variation ratio of BSFC in respect to NDF and the actual prices of n-butanol and diesel fuel, combined fuel cost variation for fumigated fuel is calculated and compared. For this purpose, the following formula has been used.

$$\frac{\Delta C}{C_1} \times 100 [\%] = \frac{C_2 - C_1}{C_1} 100 = \left[\frac{x_1 + \sum_2^n X_i r_i}{x_1 + \sum_2^n X_i s_i} \left(1 + \frac{\Delta b_e}{b_e} \right) - 1 \right] 100 \quad (7)$$

where

$$r_i = C_i / C_1, \quad r_1 = C_1 / C_1 = 1, \quad r_2 = C_2 / C_1 = 84 / 4.62 = 18.18182$$

$$s_i = \rho_i / \rho_d, \quad s_1 = \rho_d / \rho_d = 1, \quad s_2 = \rho_{nB} / \rho_d = 794 / 823 = 0.9647$$

C_1 is cost of diesel fuel, C_2 is cost of n-butanol and $\Delta b_e / b_e$ is difference ratio of BSFC, ρ_{nB} and ρ_d are densities of n-butanol and diesel fuel, respectively. Here, units of (C_1, C_2) , (ρ_{nB}, ρ_d) and b_e are (TL/lt), (kg/m^3) and (kg/kWh) respectively. In Trabzon, Turkey for 2017 currency, **1\$ is equal to 3.53 TL**. The costs and other main characteristics of diesel fuel and n-butanol (and also ethanol) are given in Table 2.

Tablo 2. The main properties of diesel fuel, ethanol and n-butanol (Sahin et al., 2015 & Dogan, 2011 & Sahin and Aksu, 2015 & Chen et al., 2013)

	Diesel fuel	Ethanol	n-Butanol
Chemical formula	C _{14.342} H _{24.75}	C ₂ H ₅ OH	C ₄ H ₉ OH
Molecular mass [kg/kmol]	197.21**	46.07**	74.123**
Density [kg/m ³]	823 *	785	794*
Lower heating value [kJ/kg]	42685.7**	27423.24**	33630.8**

Cetane number	45	8	25
Latent heat of evaporation [kJ/kg]	270	904	581.4
Boiling point [°C]	180-360	78	118
Flash point [°C]	≥55	13-14	35-37
Kinematic viscosity, at 20 °C, [mm ² /s]	3.4	1.20	3.64
Composition, mass [%]	$c' = 0.873,$ $h' = 0.127$	$c' = 0.521,$ $h' = 0.131,$ $oy' = 0.347$	$c' = 0.648,$ $h' = 0.136,$ $oy' = 0.216$
Cost [TL/lt], July 2017 , 1\$=3.53 TL***	4.62	16 (99,8 % purity)	84 (99,9 % purity)

*measured in laboratory, **calculated from Mendeleyev formula, *** TL: Turkish Lira

2.5. Error analysis and uncertainties

Error analysis was applied to the measured values and uncertainties were also determined by using Kline and Mc.Clintock's method (Holman, 2001). Here, each value has been measured 3 times and for this reason Student's t-distribution has been applied to the experimental data. By the evaluation of measured data, uncertainty intervals of torque, effective power and BSFC values were determined at the levels of (0.1-0.5) %, (0.04-0.5) % and (0.1-6.5) %, respectively. From these results, it can be stated that the probably uncertainties in the measuring of the principle values and in the derived values would not affect significantly the uncertainties of the numerical results.

3. Results and discussions

In this paragraph tests results, related to the influences of the nBF on engine performance and exhaust emissions have been given and compared to NDF in various figures. By inspecting of these figures and evaluating obtained experimental data and calculated parameters, various discussions have been done. Moreover, in the present study, the nBF results were compared with the results of the n-butanol-diesel fuel blends (nBDFBs), which previously investigated by authors, for three different loads and three different n-butanol percentages (Aksu, 2013). The comparison results are presented in the following paragraph in the form of bar graphs.

3.1. The effects of n-butanol fumigation on engine performance and exhaust emissions

Fig. 2a and Fig. 2b show the variations and variation ratios of effective power versus to the nBF for five different engine loads, respectively. As can be seen in Figs.2 (a and b), effective power values for selected nBF ratios are nearly equal to NDF values. However, it starts to decrease after 8 % nBF ratio. Figs. 3 (a and b) Figs. 4 (a and b) show the variations and variation ratios of BSFC and effective efficiency versus to the nBF ratios for five different engine loads, respectively. It can be observed that for all the nBF ratios, BSFC increases significantly. The occurred maximum increase ratio of BSFC is 13.59 % for 10 % nBF ratio, under 140 Nm load. Similar results have also been reported by earlier researcher (Dogan, 2011 & Rakopoulos, 2010 & Lopez et al., 2015). It is well known that the flame temperature of n-butanol is smaller than that of diesel fuel (Dogan, 2011 & Lopez et al., 2015). Thus, as expected, the combustion temperature values may reduce with increasing of the amount of n-

butanol in the combustion chamber. Low cylinder temperatures may produce incomplete combustion and higher BSFC. Also, lower heating value of n-butanol is lower than that of diesel fuel. This could also increase BSFC. Furthermore, as can be seen in Figs. 5, excess air coefficient decreases with increasing nBF ratios (Lopez et al., 2015). This may be attributed to the engine running under overall 'richer', which may produce incomplete combustion and higher BSFC and exhaust emissions. It can be clearly seen from Eq. (3b) that effective efficiency is simply the inverse of the product of BSFC and as expected effective efficiency decreases for selected n-butanol ratios.

In the present study, carbon dioxide (CO_2), carbon monoxide (CO), total hydrocarbon (THC), and nitrogen oxides (NO_x) were measured for various nBF ratios, under five loads. Figs.6 (a and b) present variations and variation ratios of CO_2 for five different nBF ratios, respectively. It can be seen from these figures that CO_2 percentage generally increases for selected nBF ratios. It can be conducted that the combustion process is not improved by applying nBF in contrast to expectations. As a result, CO has also increased as can be shown in Figs 7. The same results have been obtained by Andrés et al and they explained that the causes of the increase in CO are incomplete combustion and partial fuel oxidation due to low cylinder temperature in combustion chamber. Also, insufficient evaporation of n-butanol liquid droplets adhering to oil layer in the chamber walls might increase CO and THC (Lopez et al., 2015). It is estimated that the same phenomena for n-butanol fumigation might be occur in the present study. As can be seen in Figs.8 (a and b) that NO_x emissions increase up to 6 % n-butanol ratio, but after this ratio they start to decrease. It is thought that n-butanol addition decreases the cylinder temperature and also excess air coefficient values. These phenomena could decrease in NO_x emissions (Dogan, 2011 & Lopez et al., 2015) especially at high n-butanol ratios. The obtained maximum decrease ratio of NO_x emission is 10.91 % for 10 % nBF ratio and 125 Nm.

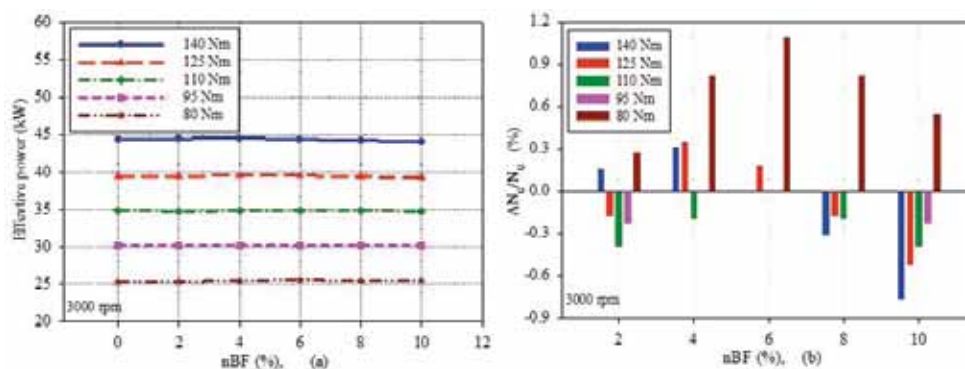


Figure 2 (a and b). Variations and variation ratios of effective power versus different n-butanol ratios under five different loads, respectively.

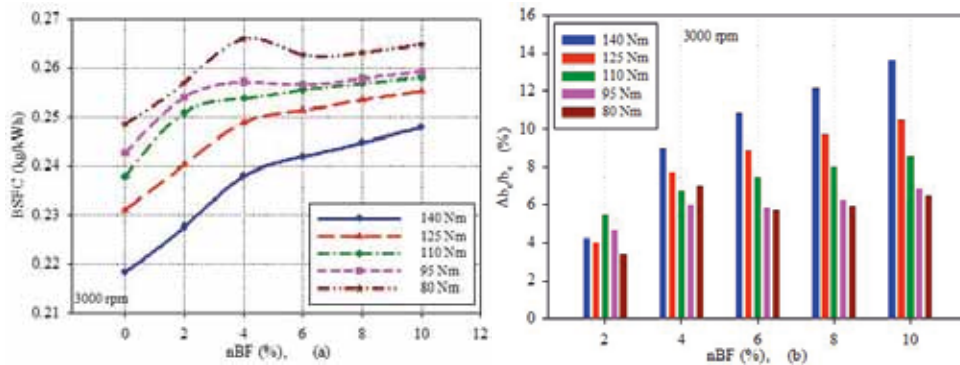


Figure 3 (a and b). Variations and variation ratios of BSFC versus different n-butanol ratios under five different loads, respectively.

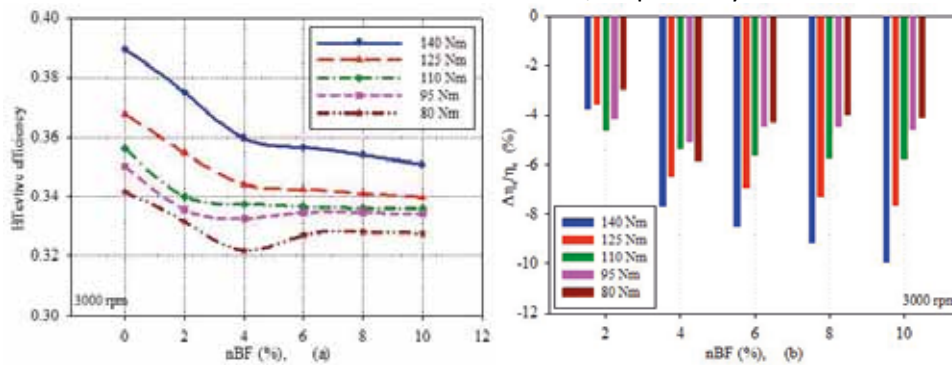


Figure 4 (a and b). Variations and variation ratios of effective efficiency versus different n-butanol ratios under five different loads, respectively.

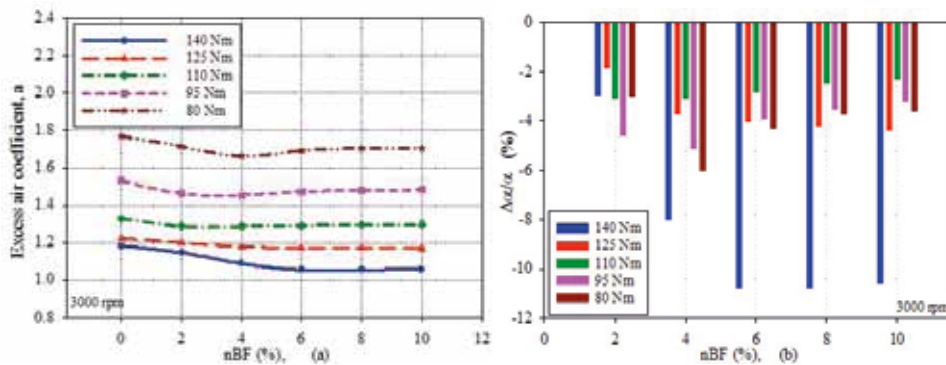


Figure 5 (a and b). Variations and variation ratios of excess air coefficient versus different n-butanol ratios under five different loads, respectively.

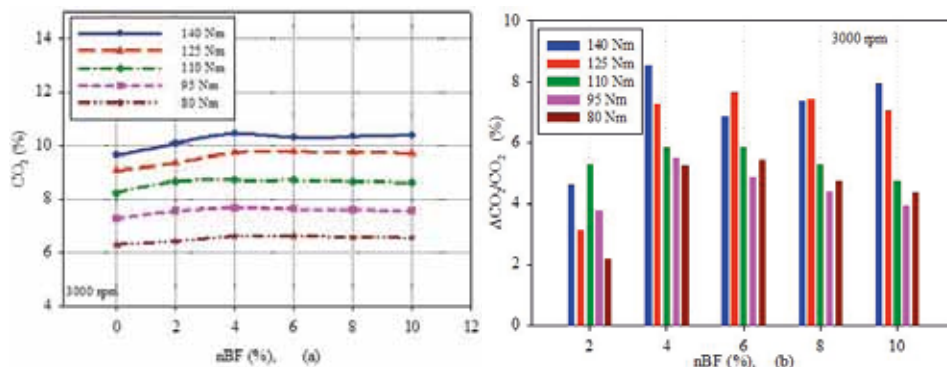


Figure 6 (a and b). Variations and variation ratios of CO₂ versus different n-butanol ratios under five different loads, respectively.

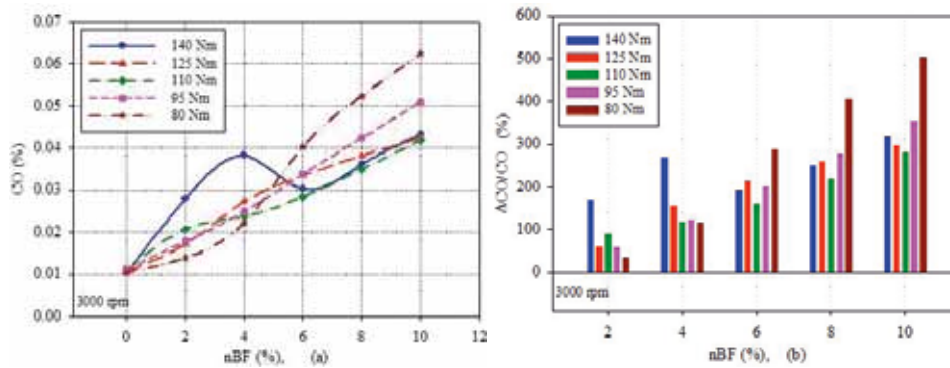


Figure 7 (a and b). Variations and variation ratios of CO versus different n-butanol ratios under five different loads, respectively.

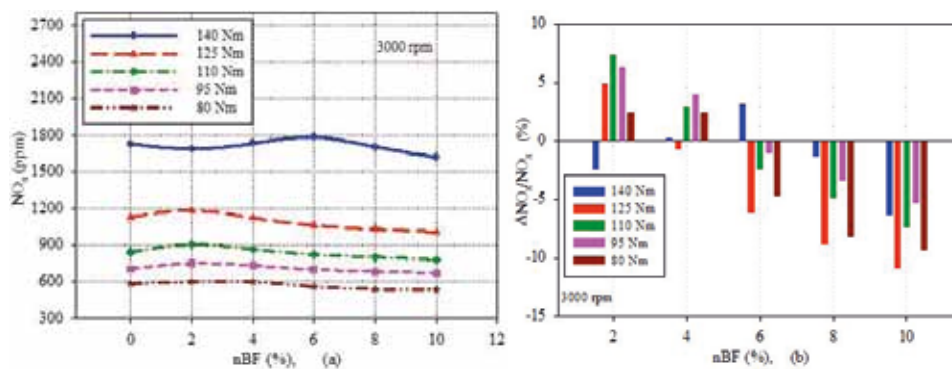


Figure 8 (a and b). Variations and variation ratios of NO_x versus different n-butanol ratios under five different loads, respectively.

As can be seen in Figs. 9 that THC emissions increase importantly with nBF. The increment ratios of THC for lower loads are higher than that of higher loads. As it is mentioned earlier, the flame temperature of n-butanol is lower than that of diesel fuel (Dogan, 2011 & Lopez et al., 2015). This may result in lower cylinder temperature and pressure values. Thus, the reduced temperature values cause higher THC emissions levels. Similar trends were reported in Refs. (Dogan, 2011 & Rakopoulos, 2010). Figs.10 (a and b) present variations and variation ratios of opacity for different nBF ratios, respectively. In contrast to expectations, the value of the opacity has been increased by applying nBF. The increment ratios of opacity for lower n-butanol ratios are lower than that of higher n-butanol percentages. Goldsworthy (2013) also reported that opacity increases at high ethanol fumigation rates. He explained that at higher ethanol rates, the premixed combustion of the ethanol may be reducing the oxygen immediately available to the injected fuel which would lead to reduced soot burnout and thus increased exhaust opacity (Goldsworthy, 2013). *It is thought that a similar phenomenon might be occur by applying n-butanol fumigation.*

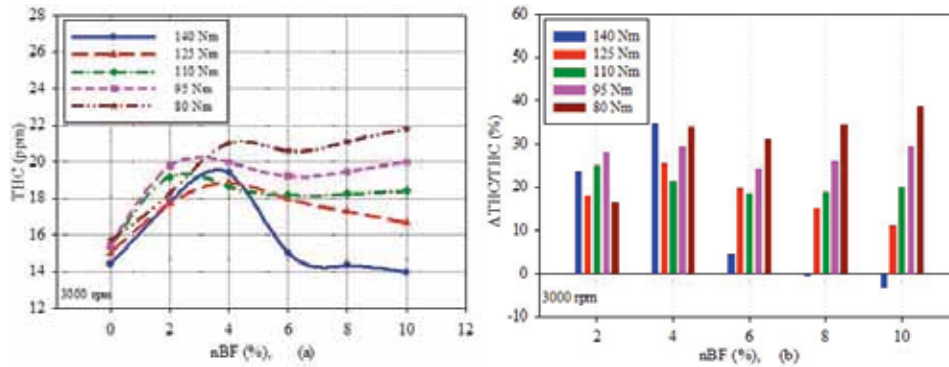


Figure 9 (a and b). Variations and variation ratios of THC versus different n-butanol ratios under five different loads, respectively.

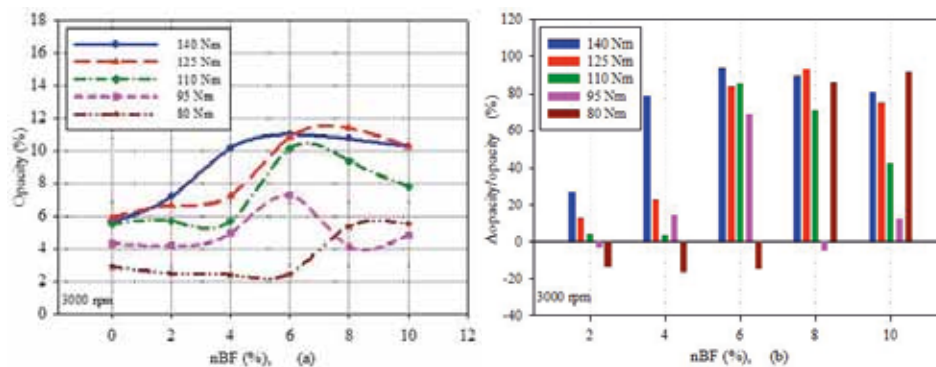


Figure 10 (a and b). Variations and variation ratios of opacity versus different n-butanol ratios under five different loads, respectively.

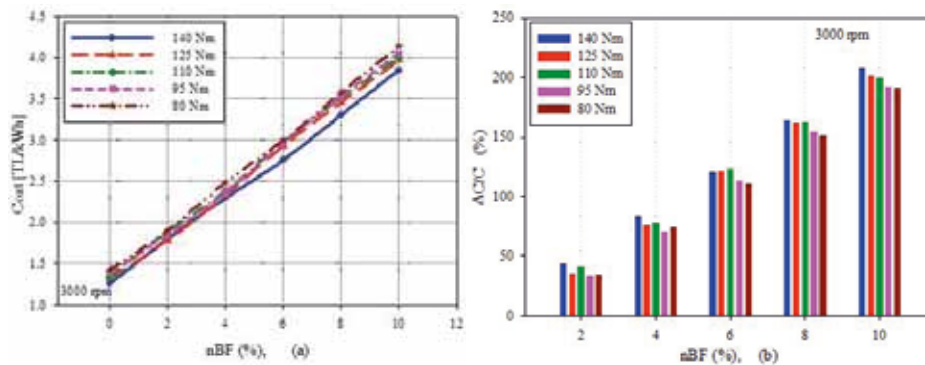


Figure 11 (a and b). Variations and variation ratios of cost versus different n-butanol ratios under five different loads, respectively.

Variations and variation ratios of the fuel cost compared to NDF for different loads were presented in the Figs. 11(a-b), respectively. As can be seen from these figures that the total cost of fuel takes higher values than that of NDF at all of the operating conditions. Because the price of n-butanol is eighteen times of diesel fuel in Turkey, the total fuel cost becomes higher than that of diesel fuel.

3.2. Comparison of n-butanol fumigation and n-butanol-diesel fuel blends

The effect of nBF and nBDFB on the effective power is shown in Fig. 12. As can be seen in this figure, effective power decreases significantly for nBDFBs. Due to lower heating value of n-butanol, energy content of the nBDFBs is lower than that of diesel fuel. Thus, effective power of nBDFBs take lower

values than that of NDF. However, the values of effective power for nBF are nearly equal to NDF values. In the fumigation method, the amount of diesel fuel has not been changed and additionally n-butanol has been introduced to intake air in the intake channel. As n-butanol is added in addition to diesel fuel, effective power has not changed significantly (Aksu, 2013).

The variation ratios of BSFC versus n-butanol ratios for blending and fumigation methods are presented in Fig.13. As can be seen in this figure that, BSFC slightly decreases for 2 % and 4 % nBDFBs, but it slightly increases for 6 % nBDFB at selected engine loads. As lower heating value of n-butanol is smaller than that of diesel fuel, naturally BSFC takes higher values as n-butanol percentages increases. That is, the engine consumes more fuel to produce the same effective power and consequently BSFC increases. Fig. 14 shows the variation ratios of effective efficiency versus n-butanol ratios for blending and fumigation methods. As can be seen in this figure, brake effective efficiency increases for nBDFBs. On the other hand, increment ratios of effective efficiency decreases for high n-butanol percentages (Dogan, 2011 & Aksu, 2013 & Yao et al., 2010).

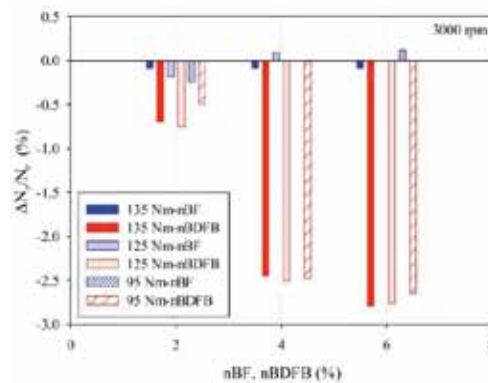


Figure 12. Variations ratios of effective power versus different n-butanol ratios for three different loads at 3000 rpm.

For nBF, BSFC increases significantly for selected loads and n-butanol percentages. As can be seen in Eq. (2b) that, in the fumigation method the amount of diesel fuel has not been changed and n-butanol has been introduced to intake air in the intake channel as additional fuel. As n-butanol is added diesel fuel, BSFC naturally decreases. As explained above paragraph, the combustion temperature values may reduce with increasing of the amount of n-butanol in the combustion chamber. Low cylinder temperatures may produce incomplete combustion and higher BSFC. Contrary to expectations, the improvement effect of n-butanol fumigation on combustion process was determined to be small. As can be seen in Fig. 14, brake thermal efficiency decreases obviously for nBF.

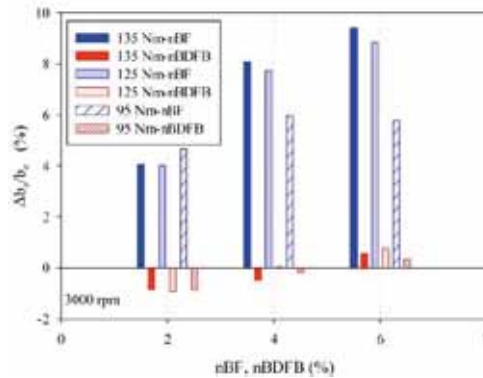


Figure 13. Variations ratios of BSFC versus different n-butanol ratios for three different loads at 3000 rpm.

The variations ratios of NO_x emission for various n-butanol blends and fumigation for three different loads are given in Figs. 15. As can be observed in these figures that; for n-butanol blends, NO_x emission decreases for 2 % and 4 % nBDFBs, but it increases for 6 % nBDFB under 135 Nm and 125 Nm loads. NO_x emission increases for selected n-butanol percentages under 95 Nm load. n-butanol blends generally produces lower flame temperature due to its lower energy content and higher heat of evaporation. This results in lower combustion temperature. The lower temperatures naturally decrease NO_x emissions (Chen et al., 2013 & Aksu, 2013 & Yao et al., 2010).

For nBF, NO_x emission increases until 4 % n-butanol percentages but after this ratio it effectively decreases. It is thought that n-butanol addition by fumigation method decreases the cylinder temperature and also excess air coefficient values. These phenomena could decrease NO_x emissions (Dogan, 2011 & Lopez et al., 2015) especially at higher n-butanol ratios.

Variations ratios of total fuel cost for the nBDFBs and nBF compared to NDF for different loads at 3000 rpm were presented in the Figs. 16. As can be seen from this figure that the total cost of fuel takes higher values than that of NDF for nBDFBs and nBF. Total fuel cost becomes higher than that of diesel fuel, because the price of n-butanol is approximately eighteen times of diesel fuel in Turkey. Also, combined cost of fuel for nBF is higher than that of nBDFBs because of rising BSFC for fumigation method.

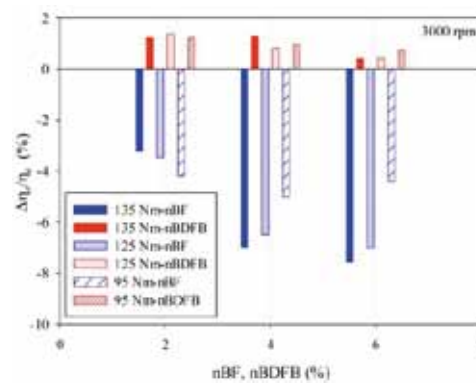


Figure 14. Variations ratios of effective efficiency versus different n-butanol ratios for three different loads at 3000 rpm.

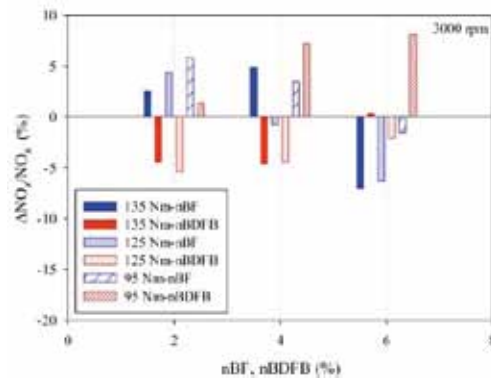


Figure 15. Variations ratios of NO_x emissions versus different n-butanol ratios for three different loads at 3000 rpm.

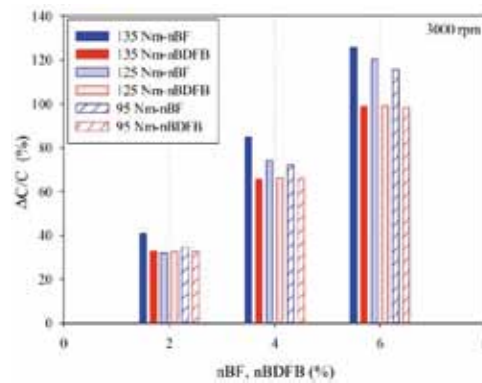


Figure 16. Variations ratios of cost versus different n-butanol ratios for three different loads at 3000 rpm.

4. Conclusions

In the present study the effects of n-butanol addition into intake air on engine performance, emission characteristics and fuel cost were investigated experimentally and compared with that of NDF in an automotive DI diesel. Also, the nBF results were compared with the results of the n-butanol-diesel fuel blends (nBDFBs), which previously investigated experimentally in the same engine by authors, for three different loads and n-butanol percentages. Based on the experimental results the main effects of the n-butanol addition can be summarized as follows:

1. n-Butanol addition into the intake manifold increases the BSFC and decreases effective efficiency under selected five different loads at 3000 rpm. The observed maximum increase ratio of BSFC is 13.59 % for 10 % nBF ratio under 140 Nm. However, effective power values for selected nBF ratios are nearly equal to neat diesel fuel values.

2. n-Butanol addition into the intake manifold increases CO_2 , CO and THC for selected loads. The determined maximum increase ratio of THC is 38.73 % for 10 % nBF ratio under 80 Nm load. Opacity generally increases for nBF. However, it decreases slightly for low n-butanol ratios and low loads. NO_x emissions increase until 6 % n-butanol ratio, but after this ratio they start to decrease. The obtained maximum decrease ratio of NO_x emission is 10.91 % for 10 % nBF ratio and 125 Nm.

3. n-Butanol addition has not given good results in terms of engine performance characteristics and exhaust emissions for selected loads at 3000 rpm. Only NO_x emissions have started to decrease after 6 % n-butanol ratios.

Here, for nBF, no changes were made to the engine operating conditions. However, it is expected that if the injection system, especially injection advance and injection pressure, were optimized for nBF, more hopeful results for engine performance characteristics and exhaust emissions may be attained.

4. n-Butanol-diesel fuel blends decrease effective power and BSFC. NO_x emissions decrease slightly until 4 % n-butanol percentage, but after this ratio it starts to increase for this method. However, effective power for the fumigation method has not changed much. But, BSFC increases obviously in this method. The total cost of fuel takes higher values than that of NDF for nBDFBs and nBF. Also, combined cost of fuel for nBF is higher than that of nBDFBs because of the increase of BSFC for the fumigation method. Low n-butanol-diesel fuel blends have given good results in terms of engine performance parameters. But n-butanol fumigation has not produced good results for engine performance parameters.

NO_x emissions reduce for low nBDFB ratios such as 2 % and 4 %, while NO_x emissions increase for these ratios for the fumigation method. But for 6 % n-butanol percentages, NO_x emissions decrease significantly for the fumigation method but they increase for the blending method. Low nBDFBs such as 2 % and 4 % have given good results in terms of NO_x emissions. However; in the fumigation method, 6 % n-butanol percentage and higher percentages gave positive effects in respect of the reduction of NO_x emissions.

Acknowledgement

We would like to present our thanks to Karadeniz Technical University Scientific Research Unit for the financial support through the project FAY-2015-5195 and Mechanical Engineering Dep. Internal Comb. Engine Lab. Technician Şenol DÜBÜŞ who has assisted to the experiments.

References

Abu-Qudais, M., Haddad, O. & Qudaisat, M. (2000). "The effect of alcohol fumigation on diesel engine performance and emissions," *Energy Conversion and Man.*, vol. 41, no. 4, pp. 389-399.

Aksu, O. N. (2013) "Experimental Investigation of the Effects of the Use of n-Butanol-Diesel Fuel Blends on Engine Characteristics and Exhaust Emissions in a Turbocharged Diesel Engine", *Master Thesis, K.T.U., Institute of Science and Technology, Trabzon.*

Chen, Z., Liu, J., Wu, Z. & Lee, C. (2013). "Effects of port fuel injection (PFI) of n-butanol and EGR on combustion and emissions of a direct injection diesel engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 76, pp. 725-731.

Dogan, O. (2011). "The Influence of n-butanol/diesel fuel blends utilization on a small diesel performance and emissions," *Fuel*, vol. 90, no. 7, pp. 2467-2472.

Durgun, O. (1990). "Experimental Methods in Engines, Lecturer notes for laboratory," *Karadeniz Technical University, Engineering Faculty, Mechanical Engineering Department*.

Durgun, O. (2013). "Fuels and Combustion, Lecturer notes," *Karadeniz Technical University, Engineering Faculty, Mechanical Engineering Department*.

Goldsworthy, L. (2013). "Fumigation of a heavy duty common rail marine diesel engine with ethanol-water mixtures," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 47, pp. 48-59.

Holman, J. P. (2001). "Experimental Methods for Engineers," McGraw Hill Press, New-York.

Kolchin, A., & Demidov, V. (1984). "Design of Automotive Engines," Mir Publishers, Moscow.

López, A. F., Cadrazco, V., Agudelo, A. F., Corredor, L. A., Vélez, J. A. & Agudelo, J. R. (2015). "Impact of n-butanol and hydrous ethanol fumigation on the performance and pollutant emissions of an automotive diesel engine," *Fuel*, vol. 153, pp. 483-491.

Rakopoulos, D. C., Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., Dimaratos, A. M., Kyritsis, D. C. (2010). "Effects of butanol-diesel fuel blends on the performance and emissions of a high-speed DI diesel engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no. 10, pp. 1989-1997.

Sahin, Z., Durgun, O. & Kurt, M. (2015). "Experimental investigation of improving diesel combustion and engine performance by ethanol fumigation-heat release and flammability analysis," *Energy Conversion and Management*, vol. 89, pp. 175-187.

Sahin, Z. & Aksu, O. N. (2015). "Experimental investigation of the effects of using low ratio n-butanol/diesel fuel blends on engine performance and exhaust emissions in a turbocharged DI diesel engine," *Renewable Energy*, vol. 77, pp. 279-290.

Siwale, L., Kristof, L., Adam, T., Bereczky, A., Mbarawa, M., Penninger, A. & Kolesnikov, A. (2013). "Combustion and emission characteristics of n-butanol/diesel fuel blend in a turbo-charged compression ignition engine," *Fuel*, vol. 107, pp. 409-418.

Tutak W. (2014). "Bioethanol E85 as a fuel for dual fuel diesel engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 86, pp. 39-48.

Yao, M., Wang, H., Zheng, Z. & Yue, Y. (2010). "Experimental Study of N-Butanol Additive and Multi-Injection on HD Diesel Engine Performance and Emissions", *Fuel*, vol. 89, pp. 2191-2201.

Traktör Tipi Refakat Römorkörleri için Dinamik Cer Kuvveti Hesabı

Çağrı Aydın¹, Utku Cem Karabulut², Uğur Onal Ünal³, Kadir Sariöz⁴

¹aydincagr@itu.edu.tr, ²ukarabulut@bandirma.edu.tr, ³ounal@itu.edu.tr, ⁴sarioz@itu.edu.tr

^{1,3,4}İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, 34469 Maslak, İstanbul

²Bandırma Onyedi Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, 10200 Bandırma, Balıkesir

Özet

Bu makalede traktör tipi refakat römorkörleri tarafından büyük gemilere, özellikle petrol tankerlerine, uygulanan dinamik cer (durdurma ve döndürme) kuvvetlerinin belirlenmesinde kullanılabilecek iki farklı hesaplamalı yöntem sunulmaktadır. Bir refakat römorkörünün performansının belirlenmesinde en önemli aşama römorkör teknesinden ve skeg gibi takıntılardan kaynaklanan hidrodinamik kuvvetlerin belirlenmesidir. Bu hidrodinamik kuvvetler ve pervane tarafından sağlanan itme kuvveti kullanılarak römorkörün refakat performansını belirleyen durdurma ve döndürme kuvvetleri hesaplanabilir. Her ne kadar hidrodinamik kuvvetlerin belirlenmesinde en güvenilir yöntemin ölçekli model deneyleri olduğu kabul edilse de bu tür deneyler maliyet ve zaman kısıtlamaları nedeni ile dizayn sürecinin başlangıç aşamaları için kullanışlı değildir. Bu makalede sunulan yöntemlerden ilki model deneyi ölçümleri ile seyir tecrübesi verilerinden elde edilmiş yarı-ampirik yöntemlere dayanmakta ve kısıtlı dizayn bilgisinin mevcut olduğu kavram dizaynı aşamasında kullanılmak üzere geliştirilmiştir. Tekne ve takıntı geometrilerinin detaylarının belli olduğu daha ileri dizayn aşamalarında hidrodinamik kuvvetlerin belirlenmesinde Reynolds-Ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemlerine dayalı hesaplama yöntemi önerilmektedir. Yerel akım özellikleri dikkate alınan bu yaklaşım tekne ve takıntı geometrilerinin iyileştirilmesinde de kullanılabilecektir. Bu çalışmada refakat römorkörlerinin performansını belirlemeye yönelik iki farklı yaklaşım tanıtılmakta ve tipik bir refakat römorkörü üzerinde uygulanmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Refakat Römorkörü, Hidrodinamik Kuvvetler, RANS.

Computation of Steering and Braking Forces of Tractor Type Escort Tugs

Çağrı Aydın¹, Utku Cem Karabulut², Uğur Onal Ünal³, Kadir Sariöz⁴

¹aydincagr@itu.edu.tr, ²ukarabulut@bandirma.edu.tr, ³ounal@itu.edu.tr, ⁴sarioz@itu.edu.tr

^{1,3,4} İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, 34469 Maslak, İstanbul

²Bandırma Onyediy Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, 10200 Bandırma, Balıkesir

Abstract

This paper presents two practical computational procedures to predict the steering and braking forces applied by tractor type escort tugs to large vessels, particularly oil tankers. The essential part of the escort performance prediction methodology is the computation of hydrodynamic forces generated by the tug's hull and the appendages such as skeg. These forces can be converted into the steering and braking force components which define the escort performance of the tug. The hydrodynamic forces can be estimated by scaled model tests however this approach is not suitable for early design studies because of cost and time restrictions. The first methodology presented in this paper is based on semi-empirical methods, obtained from model test measurements and full-scale test results, and developed in order to be used at early design stages where limited design information is available. A computational technique based on Reynolds-Averaged-Navier-Stokes (RANS) equations is recommended for the later stages of design process in which more precise definition of hull and appendages geometries are available. This approach, which takes local flow characteristics into account, can be used for the optimisation of hull and appendages geometries. In this study, two different approaches are presented and used on a given escort tug.

Keywords: Escort Tug, Hydrodynamic Forces, RANS

1. Giriş

Büyük gemiler, özellikle yüklü tankerler, İstanbul Boğazı gibi kısıtlı sularda can, mal ve çevre güvenliği açısından ciddi risk oluşturmaktadır. Büyük tonajlı ve tehlikeli madde taşıyan gemiler ile tam boyu 300 metreyi aşan veya özel risk içeren gemi ve deniz araçlarının geçişi sırasında çatışma veya karaya oturma sonucu ortaya çıkacak riskleri azaltmak amacıyla Türk Boğazları Gemi Trafik Hizmetleri (TBGTH) Otoritesi uygun tip, güç ve sayıda refakat römorkörünün eşlik etmesini talep etmektedir. Otorite tarafından belirlenen refakat römorkörü tip, adet ve güç değerleri bazı durumlarda gemi işletmecileri tarafından aşırı bulunmakta ve Otorite'nin bu değerleri hangi kriterlere göre belirlediği sorgulanmaktadır. Başta IMO olmak üzere uluslararası denizcilik kuruluşları İstanbul boğazı gibi kısıtlı sularda özellikle büyük tonajlı tehlikeli madde taşıyan gemilerin refakat römorkörü eşliğinde seyretmesini emniyet açısından kaçınılmaz görmekle birlikte refakat römorkörü kapasitesinin belirlenmesinin bilimsel yöntemlere göre yapılmasını tavsiye etmektedirler (OCIMF, 1997; OCIMF, 2007).

Büyük bir geminin, sınırlı bir su yolundan geçişi sırasında gemi dümen kontrolünü kaybettiğinde veya sevk sistemi ile ilgili sorun yaşadığında, çatışma, karaya oturma gibi kaza risklerini azaltmanın en etkili yolunun yeterli sayı ve özellikte refakat römorkörünün müdahalesi olacağı kabul edilmektedir. Refakat römorkörlerinin konvansiyonel römorkörlere kıyasla en önemli avantajları, yedekledikleri tekneleri döndürmek ya da durdurmak amacıyla dolaylı bir cer kuvveti uygulayabilmeleridir. Burada söz konusu dolaylı cer kuvveti, refakat römorkörünün eşlik ettiği gemiye göre uygun bir hücum açısı ile seyretmesi sonucu elde edilen kaldırma ve direnç kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır. Bu römorkörler, sahip oldukları tekne-skeg konfigürasyonu, 360° itiş sağlayabilen sevk sistemleri ve özel cer ekipmanları ile konvansiyonel römorkörlerden ayrılırlar. Refakat römorkörlerinin çeşitli tipleri olmasına karşın bu çalışmada yalnızca traktör tipi refakat römorkörlerinin performans analizi ele alınacaktır (Hutchison ve diğerleri, 1993; Sturmhöfel ve Bartels 1993; Jagannathan ve diğerleri, 1995; Dabbar ve Morgan, 1996; Hensen, 1997).

Refakat römorkörleri eşlik edilen geminin seyir hızına bağlı olarak farklı modlarda kullanılabilirler. 6 knot'un altındaki hızlarda genel uygulama römorkörün direkt modda kumanda edilmesidir. Direkt modda, eşlik edilen gemiyi yavaşlatmak ya da döndürmek için yalnızca sevk sistemi tarafından üretilen kuvvetlerden yararlanır. Seyir hızı arttıkça, özellikle 8 knot'un üzerindeki hızlarda, römorkör dolaylı modda kumanda edilir. Böylece tekne ve skegden kaynaklanan hidrodinamik kuvvetler etkin hale gelirler. Römorkörün belirli bir hücum açısını korumaya çalıştığı serbest dolaylı modda sevk birimleri yalnızca römorkörün merkez hattına dik yönde kuvvet uygularlar. Maksimum döndürme kuvvetinin elde edilmesi amaçlanan tahrikli dolaylı modda ise römorkör operatörü, maksimum makine gücünü kullanırken en verimli hücum açısını korur. Tahrikli dolaylı modda römorkörün maksimum statik cer kuvvetinin çok üzerinde dinamik cer kuvveti elde etmek mümkündür. Serbest dolaylı modda döndürme ve durdurma için yalnızca hidrodinamik kuvvetlerden yararlanılırken, tahrikli dolaylı modda sevk sisteminden kaynaklanan kuvvetler hidrodinamik kuvvetlere eklenerek maksimum döndürme kuvveti elde edilir (Allan, 2000; Allan ve Molyneux, 2004).

Bir refakat römorkörünün eşlik ettiği gemiye uygulayacağı döndürme ve durdurma kuvvetlerinin, sevk ünitesi tarafından üretilen itme kuvveti ve hidrodinamik kuvvetler (boyuna ve yanal öteleme) ve moment (savrulma) kullanılarak kolayca belirlenebileceği gösterilecektir. Burada en büyük zorluk

römorkörün teknesi ve skeg gibi takıntıların belli hücum açılarında yaratacağı hidrodinamik kuvvetlerin belirlenmesinde ortaya çıkmaktadır.

Bu çalışmada, verilen bir refakat römorkörü dizayn konfigürasyonu, eşlik edilen gemi hızı ve operasyon türü için döndürme ve durdurma kuvvetlerinin belirlenmesinde kullanılacak hesaplamalı yöntemler sunulmaktadır. Refakat römorkörü dizaynına ait detaylı tekne ve takıntı geometrisinin mevcut olmadığı varsayılan kavram dizaynı aşamasında kullanılmak üzere model deneyi sonuçlarına dayalı bir yarı-ampirik yöntem önerilmektedir. Bu yöntem sadece temel dizayn parametrelerini kullandığı için oldukça pratiktir ancak tekne ve takıntı geometrileri dikkate alınmadığı için elde edilen sonuçlar oldukça kaba olabilir. Dizaynın ilerleyen aşamalarında tekne ve takıntı geometrilerinin netleşmesi ile RANS temelli bir viskoz, türbülanslı akış hesaplama yöntemi kullanılması mümkün hale gelir. Bu ikinci yaklaşım yarı-ampirik yöntemle göre çok daha karmaşık olmakla birlikte yerel akım özellikleri dikkate alındığından çok daha hassas sonuçlar elde etmek mümkündür.

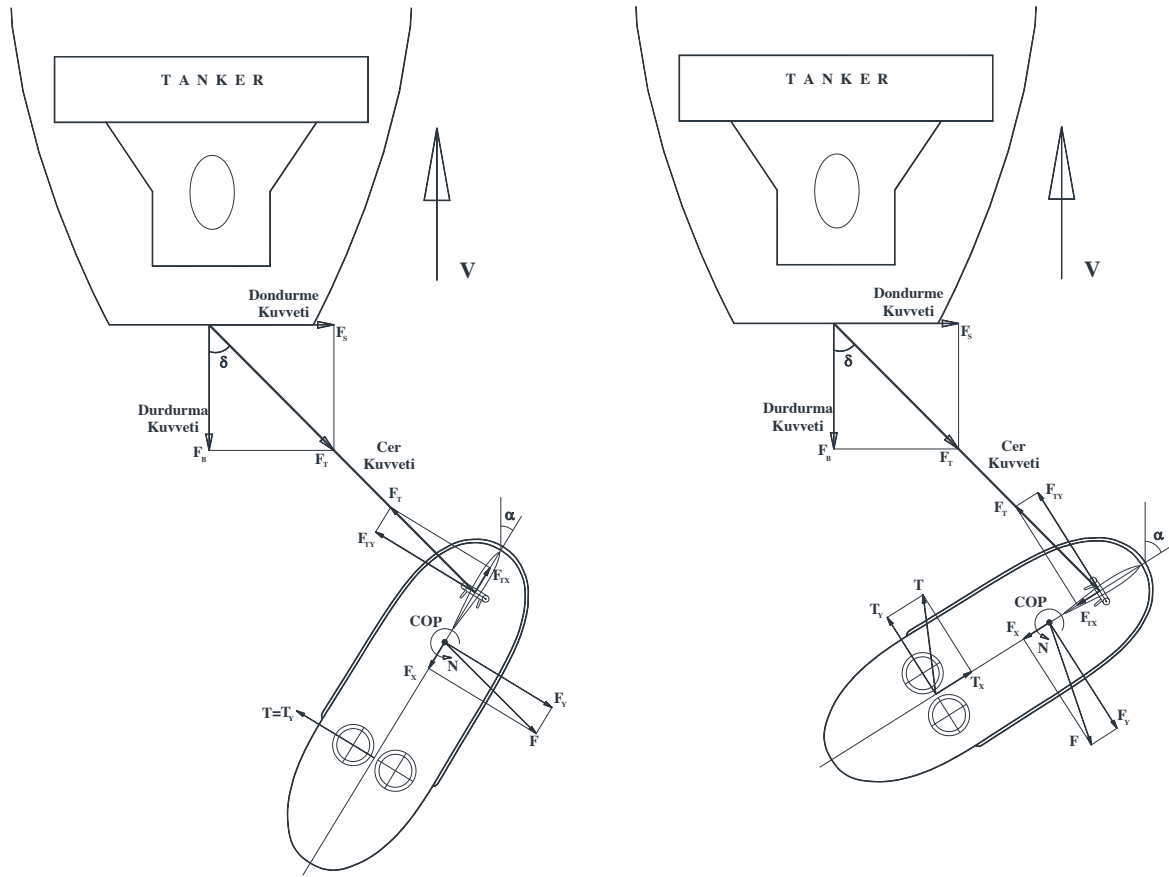
2. Döndürme ve durdurma kuvvetleri

Römorkörün sualtı basınç merkezi (COP) referans alındığında, traktör tipi bir refakat römorköre serbest ve tahrikli dolaylı modlarda etkiyen temel kuvvet bileşenleri sırası ile Şekil 1(a) ve 1(b)'de gösterilmiştir. Refakat römorkörü, yedeklenen gemiye çekme halatı vasıtası ile durdurma ve döndürme kuvvetleri uygular. Çekme halatı kuvvetinin yedeklenen geminin hareketine göre boyuna bileşeni durdurma kuvveti (F_B), yanıl bileşeni döndürme kuvveti (F_S) olarak tanımlanmıştır. Bu kuvvet bileşenleri çekme halatı kuvveti (F_T) ve yedekleme açısına (δ) bağılı olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$F_S = F_T \sin \delta \quad (1)$$

$$F_B = F_T \cos \delta \quad (2)$$

Durdurma kuvveti ve döndürme kuvveti oranı römorkörün eşlik edilen geminin merkez hattına göre tanımlanan hücum açısı (α) ve yedekleme açısına (δ) bağılı olarak değişecektir.



(a) Serbest dolaylı mod

(b) Tahrikli dolaylı mod

Şekil 1. Durdurma ve döndürme kuvveti bileşenleri

Dolaylı modda, iyi dizayn edilmiş römorkör tekne ve skeg geometrileri ile elde edilen etkili hidrodinamik direnç ve kaldırma kuvvetlerinden yararlanılarak yüksek döndürme ve durdurma kuvvetleri elde etmek mümkündür. Şekil 1(a)'da gösterilen serbest dolaylı modda itici kuvvetin yalnızca (römorkör üzerinde tanımlı eksen takımına göre) yanıl doğrultuda etki ettiği ve yalnızca hücum açısını korumak için yeterli büyüklükte olduğu kabul edilmiştir. Çekme halatı kuvveti ve itme kuvveti, aşağıdaki gibi, sırası ile X ve Y yönünde kuvvetlerin dengelenmesi ve basınç merkezine etkiyen momentlerin dengelenmesi ile belirlenebilir. Aşağıdaki denklemler kuvvet yönlerinin Şekil 1'de gösterildiği biçimde alınması ile oluşturulmuştur.

$$F_{TX} - F_X = 0 \quad (3)$$

$$T_Y + F_{TY} - F_Y = 0 \quad (4)$$

$$N + F_{TY}x_{FC} + T_Yx_{PC} = 0 \quad (5)$$

İtme kuvveti ve çekme halatı kuvveti aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$T_X = 0 \quad (6)$$

$$F_{TX} = F_X \quad (7)$$

Pervane konumuna göre moment alınarak,

$$F_{TY} = \frac{N + F_Yx_{PC}}{x_{TC} + x_{PC}} \quad (8)$$

$$T_Y = F_Y - F_{TY} = F_Y - \frac{N + F_Y x_{PC}}{x_{TC} + x_{PC}} = \frac{F_Y x_{TC} - N}{x_{TC} + x_{PC}} \quad (9)$$

elde edilebilir. Döndürme ve durdurma kuvvetleri çekme halatı kuvvetinin römorköre göre tanımlanan yerel eksen takımından tankere göre tanımlanan global koordinatlara dönüştürülerek bulunabilir.

$$F_S = F_{TY} \cos \alpha - F_{TX} \sin \alpha \quad (10)$$

$$F_B = F_{TY} \sin \alpha + F_{TX} \cos \alpha \quad (11)$$

Burada

F_{TY} : Çekme halatı kuvvetinin yanal bileşeni (merkez hattına dik)

F_{TX} : Çekme halatı kuvvetinin boyuna bileşeni (merkez hattına paralel)

F_Y : Yanal hidrodinamik kuvvet bileşeni

F_X : Boyuna hidrodinamik kuvvet bileşeni

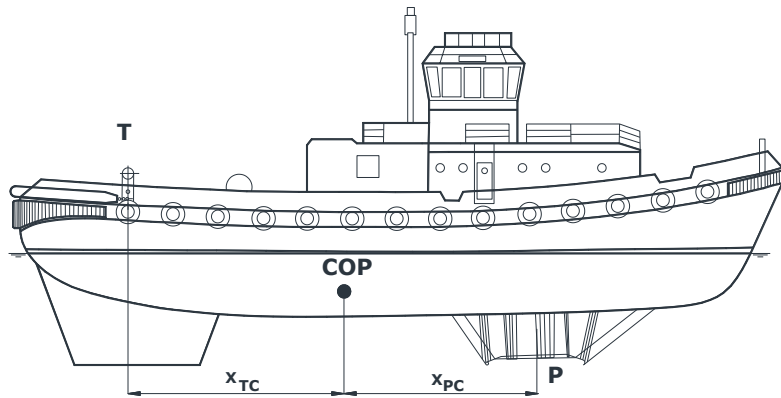
N : Savrulma momenti

T_X : İtme kuvvetinin boyuna bileşeni

T_Y : İtme kuvvetinin yanal bileşeni

x_{TC} : Cer noktası ile basınç merkezi arasındaki boyuna uzunluk

x_{PC} : Sevk birimi ile basınç merkezi arasındaki boyuna uzunluk



Şekil 2. Cer noktası ve sevk biriminin sualtı basınç merkezinden boyuna uzaklığı

Serbest dolaylı modda hücum açısını korumak için gerekli itme gücü, römorkörün maksimum itme gücüne oranla çok küçüktür. Bu nedenle, bu mod, maksimum itme gücünü hesaba katmaksızın, çeşitli tekne ve skeg geometrisine sahip römorkörlerin refakat performanslarını değerlendirmede faydalıdır. Daha yüksek döndürme kuvveti gerektiğinde römorkör tahrikli dolaylı modda kumanda edilmelidir. Şekil 1(b)'de gösterilen tahrikli dolaylı modda, römorkörün maksimum itme kuvvetini ürettiği kabul edilirse itme ve çekme halatı kuvvetleri aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$F_{TY} = \frac{N + F_Y x_{PC}}{x_{TC} + x_{PC}} \quad (12)$$

$$T_Y = F_Y - F_{TY} = F_Y - \frac{N + F_Y x_{PC}}{x_{TC} + x_{PC}} = \frac{F_Y x_{TC} - N}{x_{TC} + x_{PC}} \quad (13)$$

$$T_X = \sqrt{BP^2 - T_Y^2} \quad (14)$$

$$F_{TX} = T_X - F_X \quad (15)$$

Burada BP römorkörün statik cer kuvvetini temsil etmektedir. Durdurma ve döndürme kuvveti bileşenleri serbest dolaylı moda benzer şekilde elde edilebilir.

3. Hidrodinamik kuvvetlerin hesabı için yarı-ampirik yöntem

Refakat römorkörü tarafından çekme halatı yoluyla yedeklenen gemiye iletilen kuvvetler geminin rotasına zıt yönde etkiyen durdurma kuvveti ve dik yönde etkiyen döndürme kuvveti bileşenlerine ayrılabilir. Sevk sisteminden kaynaklanan kuvvetlere ek olarak römorkörün belli bir açı ile gemi tarafından sürüklenmesinden kaynaklanan direnç ve kaldırma kuvvetleri durdurma ve döndürme kuvvetlerini destekler.

Bir gemiye bağlı olarak belli bir açı ile sürüklenen bir refakat römorkörüne etkiyen hidrodinamik kuvvetlerin hesabında viskoz etkiler büyük rol oynar. Küçük sürüklenme açılarında römorkörün teknesi ve skeg basit bir profil olarak değerlendirilebilir ancak bu açı büyüdükçe çapraz akımdan kaynaklanan doğrusal olmayan viskoz sönüm kuvvetleri ortaya çıkar. Statik sürüklenme hareketi yapan bir römorköre etkiyen boyuna ve yanal öteleme kuvvetleri ile savrulma momenti aşağıdaki gibi boyuna ve yanal hız bileşenleri ile manevra türevi adı verilen katsayılar cinsinden ifade edilebilir:

$$\text{Boyuna öteleme} \quad F_X = \frac{\rho}{2} L^2 (X'_{u|u}|u| + X'_{vv}v^2) \quad (16)$$

$$\text{Yanal öteleme} \quad F_Y = \frac{\rho}{2} L^2 (Y'_{uv}uv + Y'_{v|v}|v|) \quad (17)$$

$$\text{Savrulma} \quad N = \frac{\rho}{2} L^3 (N'_{v}uv + N'_{v|v}|v|) \quad (18)$$

Sürüklenme açısının 0 olması halinde boyuna öteleme kuvveti römorkörün sabit rotadaki değerine eşdeğer olacaktır. Yanal öteleme kuvveti küçük sürüklenme açılarında geçerli lineer kaldırma kuvveti katsayısı, Y'_v , ve büyük sürüklenme açılarında geçerli nonlinear çapraz akım katsayısı, $Y'_{v|v}$, ile karakterize edilir. Manevra türevleri tekne ve takıntı geometrisine bağlı olup model deneyleri ile güvenilir bir şekilde belirlenebilir. Burada, pratik bir yöntem sağlamak üzere çok sayıda gemi model deneyi sonuçlarına dayalı ampirik formüller kullanılacaktır. Lineer yanal öteleme kuvveti katsayısı, Y'_v , ve doğrusal olmayan çapraz akım katsayısı, $Y'_{v|v}$, için aşağıdaki gibi tekne ana boyutları ve blok katsayısına bağlı ampirik formüller kullanılabilir (Ankudinov, 1985).

$$Y'_v = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \left[0.25 \left(\frac{C_{BB}}{T}\right)^2 - 1.5 \left(\frac{C_{BB}}{T}\right) + 3 \right] \quad (19)$$

$$Y'_{v|v} = 0.045 + 1.1 \frac{T}{L} + \left(0.004 \frac{B}{T} - 0.27 \right) \frac{B}{L} \quad (20)$$

Savrulma momenti için önerilen benzer ampirik formüller aşağıda verilmektedir (Ankudinov, 1985):

$$N'_v = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \left[0.75 - 0.04 \left(\frac{C_{BB}}{\pi T}\right)\right] \quad (21)$$

$$N'_{v|v|} = -0.75N'_v \quad (22)$$

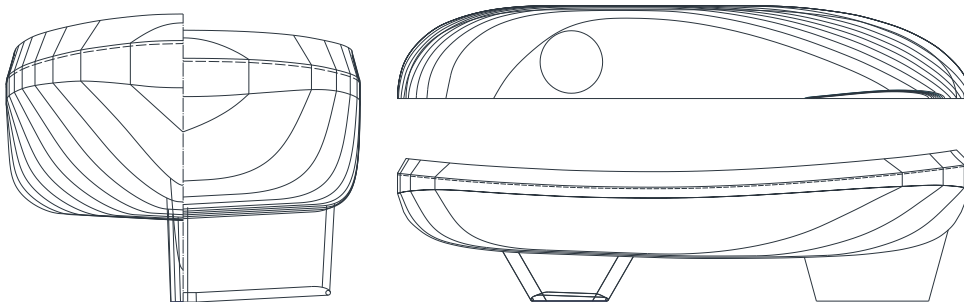
Refakat römorkörü performansını etkileyen önemli bir unsur skeg geometrisi olup skeg tarafından üretilen direnç ve kaldırma kuvvetleri refakat römorkörünün durdurma ve döndürme kapasitesini önemli ölçüde arttırabilir. Skegden kaynaklanan direnç ve kaldırma kuvvetlerini belirlemek üzere yarı-ampirik bir yöntem mevcut olup Bilici vd. (2016) tarafından açıklanmıştır.

4. Uygulama

Refakat römorkörleri için performans belirleme prosedürünü açıklamak üzere tipik bir Voith traktör tipi refakat römorkörü ele alınmaktadır. Marmara denizi ve boğazlar bölgesinde çalışmak üzere dizayn edilen bu römorkörün temel dizayn özellikleri Tablo 1'de, tekne formu ise Şekil 3'te sunulmaktadır.

Tablo 1. Voith traktör tipi refakat römorkörü genel dizayn özellikleri

Tam boy (L _{OA})	37.60 m
Su hattı boyu (L _{WL})	36.10 m
Su hattındaki genişlik (B _{WL})	12.00 m
Derinlik (D)	4.50 m
Su çekimi (T)	3.15 m
Deplasman	880 t
Su altı yanal alanı	123.35 m ²
Statik cer kuvveti (BP)	60 t



Şekil 3. Voith traktör tipi refakat römorkörü form planı

Yarı-ampirik ve RANS tabanlı yöntemler ile hesaplanan boyuna ve yanal hidrodinamik kuvvetler aşağıdaki şekilde boyutsuzlaştırılmaktadır:

$$C_L = \frac{F_X}{0.5\rho A_L V^2} \quad (23)$$

$$C_T = \frac{F_Y}{0.5\rho A_L V^2} \quad (24)$$

C_T römorkör merkez hattına dik yöndeki yanal kuvvet katsayısını, C_L ise römorkör merkez hattı yönündeki boyuna kuvvet katsayısını temsil etmektedir. A_L römorkör su altı yanal alanını (skeg dahil), ρ deniz suyu yoğunluğunu ve V eşlik edilen geminin seyir hızını göstermektedir.

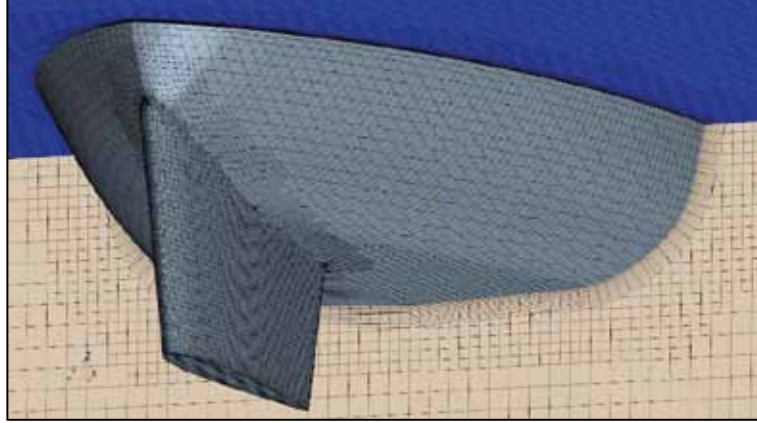
5. RANS hesaplamaları

5.1. Hesaplamalı model, sınır koşulları ve ağdan bağımsızlık

RANS hesaplamaları önceki başlıkta tanıtılmış olan VSP refakat römorkörü için 1:10 model ölçeğinde yapılmıştır. Üç boyutlu geometri, tekne formunun iki boyutlu endazesi kullanılarak üretilmiştir. Şekil 3'te görülen sevk sistemi kafesi göz ardı edilmiştir.

Analizlerde Kartezyen koordinat sistemi kullanılmıştır. Buna göre, pozitif X, Y ve Z yönleri sırasıyla kıç tarafı, sancak tarafı ve römorkörün üst tarafını göstermektedir. Makalede skegin bulunduğu taraf baş taraf olarak adlandırılmıştır. Koordinat sistemi merkezi, su hattı başlangıç noktası olacak şekilde seçilmiştir. Bazı hesaplama vakalarındaki yüksek hücum açıları nedeniyle büyük miktarda akım ayrılması meydana geleceğinden, römorkör dolgun cisim biçiminde davranacak ve basınç farklılıkları oluşan akış alanı genişleyecektir. Bu nedene bağlı olarak oluşabilecek sayısal blokaj etkisinin azaltılması amacıyla büyük bir çözüm hacmi kullanılmıştır. Buna göre, X yönünde, yan ve alt sınırlardaki hesaplama giriş ve çıkış sınırları, teknenin merkezinden itibaren sırasıyla 4L, 12L, 6L ve 3L uzaklığa yerleştirilmiştir. Burada L model su hattı boyunu göstermektedir. Simülasyonlarda serbest yüzeyin etkisi dikkate alınmadığından, üst sınır teknenin su çekimine karşılık gelen bir yüksekliğe yerleştirilmiştir.

Hesaplama ağı modern ve gelişmiş bir ağ üretimi yazılım paketi kullanılarak oluşturulmuştur. Ağ örgüsü, temelde birbiriyile-örtüşmeyen-blok-düzensiz hacim ağı üretme tekniği olan ve literatürde sıkça karşılaşılan kesilmiş-hücre (cut-cell) metodu ile üretilmiştir. Yüzey ağ örgüsü yapısı hem üçgen hem de dörtgen elemanları içermekle birlikte, çözüm hacmi genelinde, dört yüzlü hücre elemanlarının da yer aldığı yakın duvar bölgesi hariç olmak üzere, altı yüzeyle elemanlar kullanılmıştır. Bu ağ örgüsü tekniğinde birçok yerel ağ iyileştirme bloğu etkili bir şekilde belirlenebilmektedir. Söz konusu tekniğin avantajı, nispeten basit ve hızlı bir ağ örgüsü oluşturma olanağı sağlamasıdır. Oluşturulan çözüm ağının bir görünümü Şekil 4'te sunulmuştur. Hesaplama için kaynak gereksinimlerini azaltmak ve hızlı bir çözüm elde etmek amacıyla, yüzeye komşu ilk hücrenin boyutsuz y^+ değeri, tekne ve skegin büyük bölümü için 50 civarında tutulmuştur. Çalışmanın pratik olabilmesi amacıyla, her bir vaka için ayrı çözüm ağı oluşturmak yerine, sıfır derece hücum açısı için bir ağ oluşturulmuş ve bu ağ, giriş hızı açıları değiştirilerek tüm vakalar için kullanılmıştır. Ancak hatırlanmalıdır ki, tüm hücum açıları için ayrı ağ örgüsü kullanılması, çözüm doğruluğunu nispeten artıracaktır.



Şekil 4. Kullanılan kesilmiş-hücre ağ örgüsünün bir görünümü

Giriş sınırında akış hızı bileşenleri ve türbülans özellikleri verilmiştir. Hesaplamalarda kullanılmak üzere Froude sayısı (Fr) 0.221'e tekabül eden 1.301 m/s hız değeri seçilmiş ve %1 değerinde düşük bir türbülans şiddeti belirlenmiştir. Çıkış sınırında, atmosferik basınç değeri belirtilirken, üst ve alt sınırlar için "kayan-duvar" olarak yorumlanabilecek simetri sınır koşulu kullanılmıştır.

45°'lik hücum açısında ağdan bağımsızlık analizi gerçekleştirilmiştir. Analizler için üç farklı ağ çözünürlüğü ele alınmıştır. İlk ağ yapısının oluşturulmasını takiben çözünürlükler, koordinat sisteminin her bir yönünde yaklaşık $\sqrt[3]{2}$ oranında sistematik olarak artırılmıştır. Bu yaklaşım sonucunda iyileştirilmiş ağ yapılarında kabaca iki katına çıkan toplam hücre sayıları elde edilmiştir. Tablo 2, kullanılan ağların temel özelliklerini ve ilgili ağ tipi ile elde edilen yanal hidrodinamik kuvveti göstermektedir. Ağ çözünürlükleri B ve C ile elde edilen sonuçlar arasındaki bağıl farkın %1'den küçük olması nedeniyle, hesaplamalı vakaların geri kalanlarına B ağı ile devam edilmesi uygun bulunmuştur.

Tablo 2. Ağdan Bağımsızlık Analizi: Temel ağ özellikleri ve yanal hidrodinamik kuvvet

Vaka	Ağ tipi	Ortalama y^+	Ortalama yan oranı	Tekne üzerindeki hücre sayısı	Skeg üzerindeki hücre sayısı	Toplam hücre sayısı $\times 10^{-6}$	Yanal hidrodinamik kuvvet (N)
45° hücum açısı	A	47	2.8	10069	5406	2.09	416
	B	56	2.3	16769	8560	3.90	409
	C	45	2.1	24581	13238	7.29	405

5.2.Hesaplama detayları

Analizler için zamandan bağımsız, sıkıştırılmaz Reynolds-Ortalımalı-Navier-Stokes (RANS) denklemleri Wilcox (2006) çözülmüştür. Türbülans alanını hesaplamak ve böylece RANS denklemlerinde bulunan Reynolds gerilmelerini modellemek için Boussinesq hipotezini (Tennekes ve Lumley, 1972) temel alan Realizable $k - \epsilon$ türbülans modeli (Shih ve diğerleri, 1995) kullanılmıştır. RANS ve türbülans taşınma denklemlerini çözmek için sonlu hacim ayrıklaştırmasına (Blazek, 2001) dayanan ve denklemleri sırasıyla ele alan bir algoritma kullanılmıştır. Basınç-hız eşleştirmesi için standart basınç-düzeltilme prosedürü (SIMPLE) (Patankar ve Spalding, 1972) uygulanmıştır. Taşınım terimlerin uzaysal

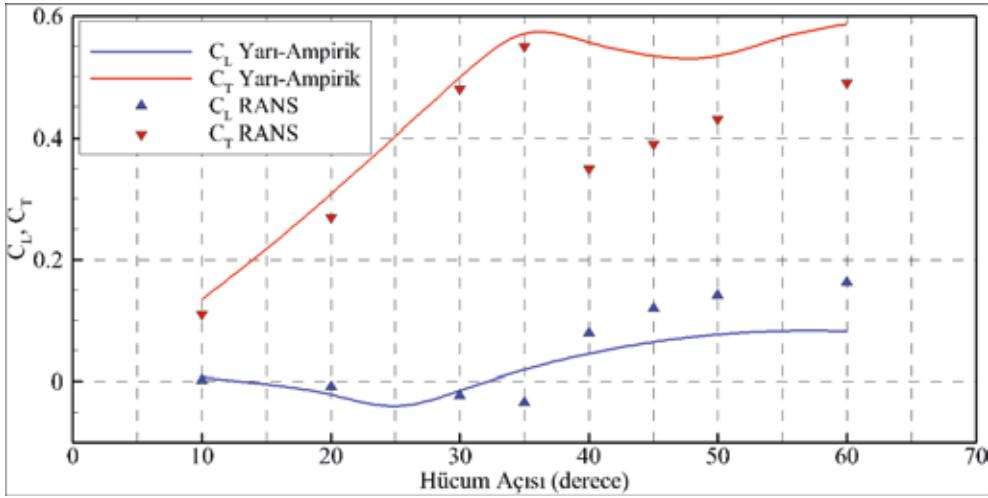
ayrıklaştırması ikinci-derece-ileriye-doğru bir Őema ile sağlanırken, viskoz terimler için ikinci-derece-merkezi-farklar Őeması kullanılmıştır. Yakınsamanın sağlandığına karar verilebilmesi için iz alanındaki basınç ve hız gibi akış deđiŐkenlerinin iterasyon s¼recindeki deđiŐimleri, normalleŐtirilmiŐ artık değerler ile birlikte sistematik olarak kontrol edilmiştir.

6. Sonuçlar

6.1. Hidrodinamik kuvvetlerin karŐılaŐtırmalı sonuçları

Yarı-ampirik olarak hesaplanmış boyuna ve yanal hidrodinamik kuvvet katsayılarının RANS hesaplamaları ile elde edilmiş olanlar ile karşılaştırması Şekil 5'te sunulmaktadır. Yanal kuvvet katsayısı, C_T için, stol (stall) aşına çok yakın olan 35° hücum aşına kadar her iki yöntem ile elde edilen sonuçlar arasındaki uyumun çok iyi olduğu gözlenmektedir. Grafikten stol durumunun 35° ve 40° arasındaki hücum aşıları arasında meydana geldiği anlaşılmaktadır. Bu fiziksel husus her iki analiz yöntemiyle de doğrulanmıştır. Yarı-ampirik yöntemde, kullanılan nispeten basit sayılabilecek form¼llerle vakaya özel yerel akış nitelikleri göz önüne alınmadığı için, stol aşılarının üzerindeki hücum aşılarında viskoz basınçtaki dramatik değişimin de ancak kısmen yakalanabilmesinin kuvvetle muhtemel olmasından dolayı, her iki hesaplama yönteminin sonuçları arasındaki farklılıklar 35° 'nin üzerindeki hücum aşılarında daha fazladır. RANS hesaplamalarının sonuçlarına göre, yanal kuvvet stol aşılarından sonra dramatik bir Şekilde azalmaktadır. Bu nokta yarı-ampirik hesaplamalarla kısmen yakalanabilmiŐtir. Bununla birlikte, iki yöntemin sonuçları hücum aşı arttıka yanal kuvvet için artan bir eğilime işaret etmektedir.

Boyuna kuvvet katsayısı, C_L için, RANS hesaplamalarında, stol aşına kadar, sıfıra yakın, çok düşük değerler elde edilmiştir (Şekil 5). Bu hücum aşıları aralığında römorkörün baş kısmı çevresinde oluşan çok düşük basınç (yüksek emme) alanı nedeniyle, bazı hücum aşılarında elde edilen sonuçlar negatiftir. Stol aşılarından sonra, boyuna kuvvet artmakta ve parabolik bir biçimde yükselmeye devam etmektedir. Bu çalışmada dikkate alınmayan çok yüksek hücum aşıları için bu kuvvet değerlerinin azalması beklenmektedir. Yarı-ampirik yöntemin sonuçları benzer bir eğilimi göstermekte ve RANS hesaplamalarıyla aynı sonuca varmaktadır. Özellikle, stol aşılarından düşük olan hücum aşılarındaki kuvvet katsayılarının uyumu yüksektir. Bununla birlikte, yarı-ampirik yöntem ile yapılan hesaplamalarda, boyuna kuvvetin yükselmesi stol aşılarından önce başlamaktadır. Bu durum, yöntemin, römorkör etrafındaki viskoz basınç alanının yerel değişimlerini yakalamadaki nispeten sınırlı kapasitesine bağlanabilir. Stol aşılarından sonra, söz konusu akış rejimleri için viskoz etkiler daha baskın hale geldiğinden, sonuçlardaki farklılıklar da artmaktadır. Bununla birlikte, ilgili eğrinin eğilimi RANS sonuçlarının eğilimi ile benzerlik göstermektedir.



Şekil 5. Hidrodinamik kuvvet katsayılarının karşılaştırması ($Fr \approx 0.22$)

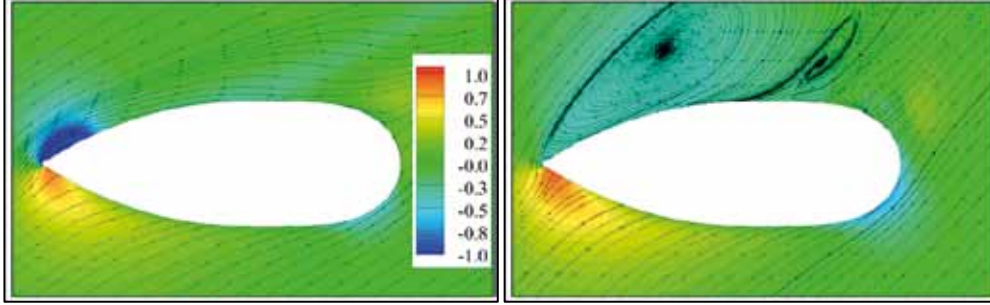
6.2. Tekne ve skeg çevresindeki akış topolojisi

Bu bölümde römorkör etrafındaki akış alanının temel yapısı RANS simülasyonlarından yararlanılarak kısaca sunulmuştur. 35° ve 45° hücum açısı vakalarında (bundan sonra Y35 ve Y45 olarak anılacaklardır), tekne çevresinde statik basınç katsayısı dağılımları ve iki boyutlu (2B) akım hatları Şekil 6'da gösterilmiştir. Akış rejimlerindeki önemli farklılık, şekilde açıkça görülmektedir. Y45 vakasında, Y35'te teknenin baş tarafında meydana gelen çok düşük basınç bölgesi hemen hemen mevcut değilken, yüksek basınç bölgesi de Y35'tekine kıyasla daha kuvvetli görünmektedir. Bu vakada (Y45), sancak tarafındaki akış alanında büyük çaplı akım ayrılması egemendir. Bahsi geçen akış hadiseleri Şekil 6'da görülen ve stol açısında oluşan boyuna kuvvet katsayısındaki ani yükselmeyi ve yanal kuvvet katsayısındaki dramatik düşüşü açıklamaktadır.

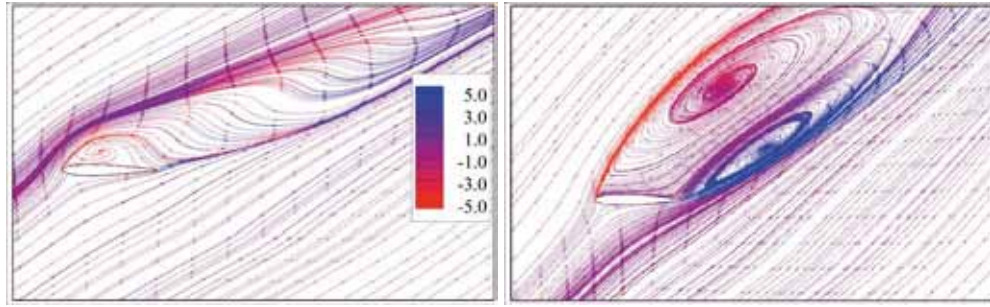
Skeg etrafındaki 2B akım hatları, aynı vakalar için Şekil 7'de sunulmuştur. Y35 vakasında, skeg tarafından üretilen yanal kuvvet bileşeninin, direnç kuvvetinin giderek artan katkısı ile oluşmasına neden olan ve dar bir alanda yoğunlaşmış bulunan girdap yapısı ile meydana gelen akım ayrılması hadisesi gözlenmektedir. Öte yandan, Y45 vakasında görülen ve çok daha geniş bir alana yayılmış olan, yüksek enerjili iki adet ters-dönümlü girdap yapısının oluşturduğu akım ayrılması bölgesi düşük basınç bölgesinin genişlemesi ve skegin uzağına taşınmasının etkisiyle yanal kuvvette şiddetli bir düşüşe sebep olmaktadır.

Şekil 8, skegin izler kenarının gerisinde yer alan YZ düzlemindeki akış yapısını göstermektedir. Skegin uç bölgesinde oluşan ve hücum açısı arttıkça teknenin gövdesinden uzaklaşan büyük girdap, şekilde açık olarak görülebilmektedir. Y35 vakasında girdabın daha dar ve gövdeye yakın bir alanda meydana gelmesinden ötürü teknenin baş tarafında önemli bir basınç düşüşüne neden olduğu anlaşılmaktadır.

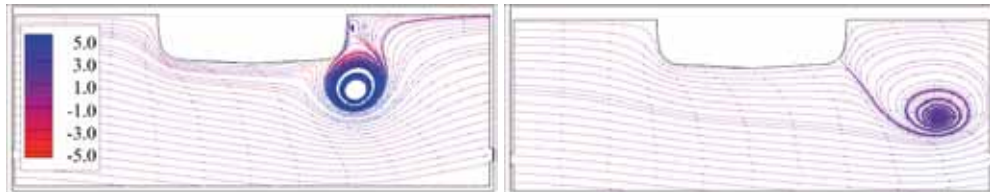
Römorkör çevresindeki üç boyutlu (3B) akım hatlarının yapısı Şekil 9'da sunulmaktadır. Y35 için akım ayrılması ve kuvvetli helisel hareket esas olarak skeg geometrisinden kaynaklanmaktadır. Stol açısından sonra, Y45 için, kıç tarafının ürettiği girdaplılıkla kısmen karışan çok yüksek bir girdaplılık alanı şekilde baskın olarak görülebilmektedir. Akış rejimindeki bu fark, tekne üzerindeki basınç dağılımını, şüphesiz şekilde de görülebildiği gibi- büyük ölçüde etkilemektedir.



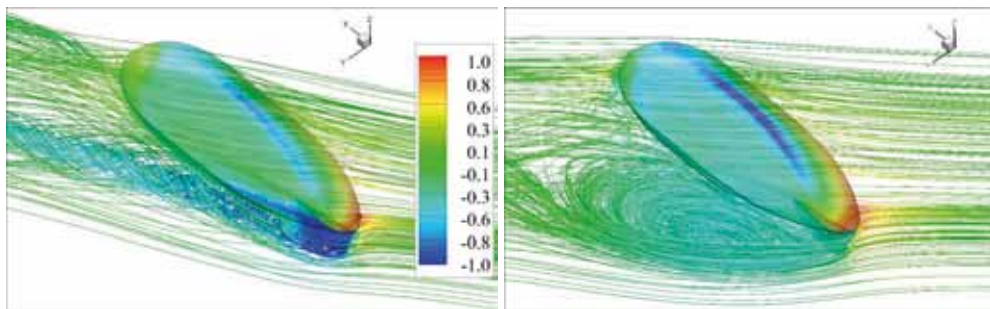
Şekil 6. Tekne çevresindeki 35° (sol) ve 45° hücum açılarında statik basınç katsayısı (C_p) dağılımı ve 2B akım hatları (XY düzlemi, $Z/L=-0.047$)



Şekil 7. 35° (sol) ve 45° hücum açılarında skeg çevresindeki 2B akım hatları (XY düzlemi, $Z/L=-0.12$, Z-girdaplılık ile renklendirildi.)



Şekil 8. Tekne çevresindeki 35° (sol) ve 45° hücum açılarında basınç 2B akım hatları (YZ düzlemi, $X/L=0.28$, X-girdaplılık ile renklendirildi.)



Şekil 9. 35° (sol) ve 45° hücum açılarında tekne çevresindeki 3B akış hatları (Statik basınç katsayısı (C_p) ile renklendirildi.)

6.3. Tam ölçekte refakat performans hesaplamaları

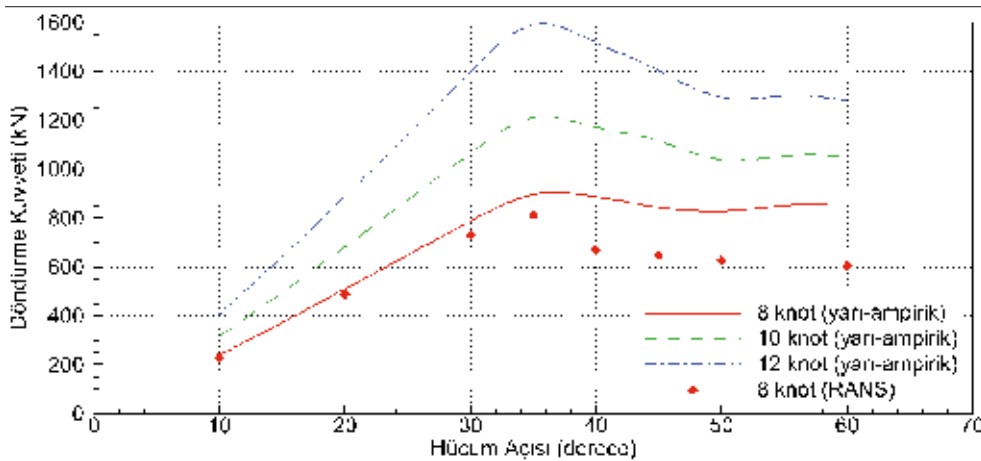
Tekne ve takıntılar üzerine etki eden hidrodinamik kuvvetlerin önceki başlıklar altında açıklandığı biçimde belirlenmesi sevk gücü kullanımına bağlı olarak, refakat römorkörünün serbest dolaylı veya

tahrikli dolaylı modlardaki performansı belirlenebilir. Serbest dolaylı modda iticiler, belirli bir hücum açısını koruyabilmek için römorkörün merkez hattına dik bir kuvvet uygular. Bunun için gereken itme gücü toplam itme gücünün yalnızca küçük bir yüzdesidir. Döndürme kuvvetinin artırılabilmesi için, römorkörün yedeklenen gemiyle yaptığı açının daraltılması ve bunun için de itme gücünün artırılması gerekecektir. Böylece ortaya çıkan tahrikli dolaylı modda, hidrodinamik kuvvetler iticilerle artırılarak daha yüksek döndürme ve durdurma kuvvetleri elde edilebilmektedir. Serbest ve tahrikli dolaylı moddaki itme kuvveti ve çekme halatı kuvveti bileşenleri, Bölüm 2'de açıklandığı üzere, X ve Y yönlerindeki kuvvetler ile basınç merkezi etrafındaki momentin dengelenmesi ile belirlenebilmektedir.

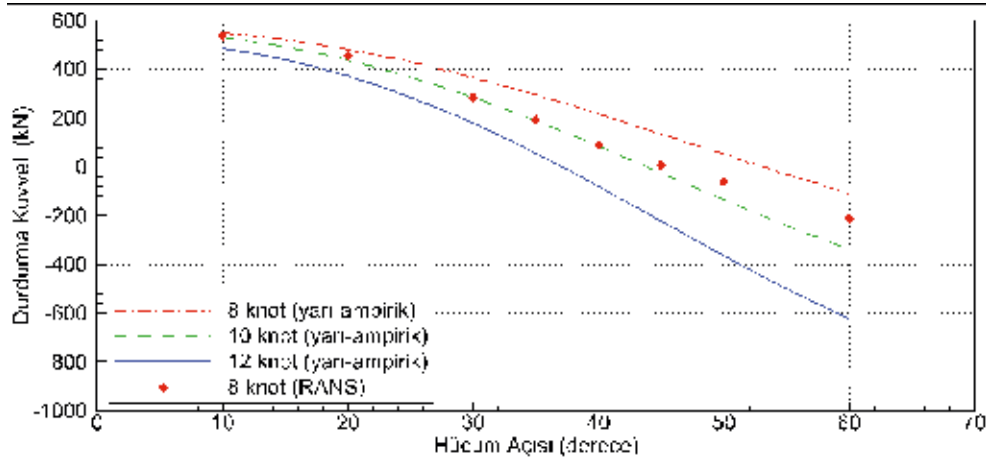
Serbest dolaylı modda refakat römorkörü performansı hidrodinamik performansın önemli bir göstergesi olmakla birlikte, operasyonel bakış açısından refakat performansı, maksimum durdurma ve döndürme kuvvetlerinin eldesi için maksimum itme gücünün kullanıldığı tahrikli dolaylı mod ile temsil edilmektedir. Tahrikli dolaylı moddaki refakat römorkörü için döndürme ve durdurma kuvvetleri, yarı-ampirik yöntem ile 8, 10, 12 knot olmak üzere üç hız için ve RANS tabanlı olarak da 8 knot hız için hesaplanmış olup sonuçlar Şekil 10 ve Şekil 11'de sunulmuştur. Hesaplarda toplam statik itme gücünün her yönde sağlanabildiği varsayılmıştır.

Şekil 10'da görüleceği gibi, 8 knot hızda, yarı-ampirik ve RANS tabanlı yöntemler ile elde edilen döndürme kuvveti sonuçları, stol açısına kadar birbirlerine çok yakındır. Ancak daha büyük hücum açılarında, iki yöntem arasındaki uyum azalmaktadır. Şekilde stol açısına kadar döndürme kuvvetinin arttığı, ancak daha yüksek hücum açılarında, özellikle yüksek hızlarda, bu kuvvetin hayli azaldığı görülmektedir.

Yarı-ampirik ve RANS tabanlı yaklaşımlara göre hesaplanan durdurma kuvvetleri Şekil 11'de sunulmaktadır. Durdurma kuvvetinin stol açısına bağlılığının döndürme kuvvetine göre daha az olduğu göze çarpmaktadır. Durdurma kuvveti tüm hızlarda parabolik bir biçimde azalma göstermektedir. Döndürme kuvvetine benzer biçimde bu kuvvet bileşeni için de yarı-ampirik ve RANS tabanlı hesaplamalardaki uyumun stol açısına kadar daha iyi olduğu gözlenmektedir.



Şekil 10. Tahrikli dolaylı moddaki döndürme kuvvetleri



Şekil 11. Tahrikli dolaylı moddaki durdurma kuvvetleri

7. Değerlendirme

Traktör tipi refakat römorkörlerinin serbest dolaylı ve tahrikli dolaylı modlardaki performans özelliklerini belirlemek üzere iki ayrı yaklaşıma dayalı bir yöntem sunulmuştur. İlk yaklaşım, refakat römorkörü dizayn sürecinin en erken safhalarında az miktarda bilgi ile gerçekleştirilebilen yarı-ampirik bir yöntemdir. Römorkörün tekne ve skeginden kaynaklanan boyuna ve yanal hidrodinamik kuvvetler, model deneylerine dayanan güvenilir bir yarı-ampirik formül seti ile hesaplanmaktadır. İkinci yaklaşım ise tekne ve takıntıların geometrik tanımının mevcut olduğu dizayn sürecinin ileri aşamalarında kullanılması düşünülen RANS denklemlerinin çözümüne dayalı bir hesaplama tekniğidir.

Her iki yöntem ile yapılan hesaplamalarda, hesaplanan boyuna ve yanal hidrodinamik kuvvet değerlerinin stol açısına kadar uyumlu olduğu gözlenmiştir. Yarı-ampirik yöntem yerel akış özelliklerini tam anlamıyla dikkate almadığından stol açısının ötesindeki sonuçlarda farklılıklar ortaya çıkmıştır. Sonuçlar, yarı-ampirik yöntemin römorkörün performansı hakkında kaba tahminler verebildiğini göstermektedir. Öte yandan, RANS tabanlı hesaplama geometri ve yerel akış topolojisinin ayrıntılarına oldukça duyarlı olduğundan, tekne ve takıntı formlarının iyileştirilmesi amacıyla kullanılması mümkündür. Ayrıca her iki yaklaşım ana boyutlar ile itici ve çekme vinci konumları gibi ana dizayn özelliklerinin etkilerini araştırmak için de kullanılabilir.

RANS hesaplamaları yoluyla daha doğru ve güvenilir bir hidrodinamik analiz için pratik uygulamada karşılaşılan römorkör meyil açısının etkisi simülasyonlara dahil edilmelidir. Özellikle teknenin yukarı akım tarafındaki basınç dağılımını ve sürtünme kuvveti bileşenini etkilemesinden dolayı serbest yüzey deformasyonlarının da dikkate alınması hesaplama doğruluğunu, şüphesiz, arttıracaktır. Yazarlar, bu ek etkileri gelecekteki hesaplamalarına dahil etmeyi amaçlamaktadırlar.

Kaynaklar

Allan R. G. (2000). "The Evolution of Escort Tug Technology: Fulfilling a Promise", SNAME Transactions, Vol. 108.

Allan R. G. ve Molyneux D. (2004). "Escort Tug Design Alternatives and a Comparison of their Hydrodynamic Performance", SNAME Transactions, Vol. 112.

Ankudinov V. (1985). "Ship Manoeuvring Simulation Model Including Regimes of Slow Speeds and Large Drift Angles", Report for the First International Maritime Simulation Symposium, Munich, Germany.

Bilici G., Aydın Ç., Ünal U. O. ve Sarıöz K. (2016). "Performance Prediction for Tractor Type Escort Tugs", 2nd International Meeting on Recent Advances in Prediction Techniques for Safe Manoeuvring of Ships and Submarines, 17 – 18 November 2016, Istanbul, Turkey.

Blazek J. (2001). "Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications", Elsevier, Oxford, UK.

Dabbar J. M. ve Morgan J. M. (1996). "Tractor Tug: Conceptual Design to Implementation", Marine Technology, Vol. 33, No 1, January.

"Guidelines for Transiting the Turkish Straits", Briefing Paper for OCIMF Member Companies, Oil Companies International Marine Forum (OCIMF), August 2007.

Hensen H. (1997). "Tug use in Port – A Practical Guide", The Nautical Institute.

Hutchison B. L., Gray D. L., ve Jagannathan S. (1993). "New Insights into Voith Schneider Tractor Tug Capability", Marine Technology, Vol 30, No 4, October.

Jagannathan S., Gray D. L., Mathai T., ve de Jong J. (1995). "Tanker Escort: Requirements, Assessments, and Validation", SNAME Transactions, Vol. 103.

Patankar, S.V. ve Spalding, D.B. (1972). "A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows", International Journal of Heat and Mass Transfer, 15, 1787-1806.

"Safety of Navigation through the Bosphorus Strait, Sea of Marmara and Dardanelles", Report submitted by the Oil Companies International Marine Forum (OCIMF), IMO Marine Safety Committee (MSC), MSC 67/7/12, 1997.

Shih, T-H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J. "A New $k-\epsilon$ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows", Computers and Fluids, Vol 24, No 3, 227-238, March 1995.

Sturmhöfel U. ve Bartels J-E. (1993). "Basic Requirements for Safe Escort Vessels – Theoretical Consideration and Model Measurements", RINA International Conference on Escort Tugs, Design, Construction and Handling – The Way Ahead, London, England, 4 February.

Tennekes H. ve Lumley J.L. (1972). "A First Course in Turbulence", MIT Press, Cambridge, UK.

Wilcox D.C. (2006). "Turbulence Modeling for CFD", DCW Industries, California, USA.

Gemilerin Manevra Performans Tahminleri için Genel Bir Değerlendirme-I

Ömer Faruk Sukas¹, Ömer Kemal Kınacı², Şakir Bal³

ofsukas@gmail.com¹, kinacio@itu.edu.tr², sbal@itu.edu.tr³

^{1,2,3} Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, TÜRKİYE

Özet

Bir gemiye ait manevra performansını tek bir kriter ile tanımlayabilmek mümkün olmadığı için toplam manevra performansını etkileyen her bir unsur ayrı ayrı ele alınmalıdır. Gemilerin manevra performans tahminlerinin incelendiği bu çalışma iki bölümden oluşmaktadır. Çalışmanın ilk bölümünde literatürde yer alan bazı çalışmalar sınıflandırılarak eksik veya az sayıda çalışılmış olan konuların belirlenmesi amaçlanmıştır. İlk olarak manevra performansının incelenmesi konusu gemi tipine göre sınıflandırılarak bu konu ile ilgili yapılan çalışmalardan bahsedilmiş ve manevra hareketinin lineer ve lineer olmayan temel denklemleri türetilmiştir. Bu denklemlere bağlı olarak manevra performans analizlerinde kullanılan matematik modellerin nasıl oluşturulduğu ve çözümlendiği anlatılmıştır. Ayrıca gemilerin manevra performanslarının hangi yollarla belirlenebileceği ve manevra katsayılarının elde edilme yöntemleri anlatılmıştır. Bu yöntemlerin kullanıldığı bazı çalışmalarda elde edilen sonuçlar gösterilmiş ve yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Gemi manevraları; manevra türevi; hidrodinamik katsayı; hesaplamalı akışkanlar dinamiği; katamaran; denizaltı; tek gövdeli gemi; matematik model; dönme testi; zigzag testi; manevra performansı; düzlemsel hareket mekanizması

A Review on Prediction of Ship Manoeuvring Performance, Part 1

Ömer Faruk Sukas¹, Ömer Kemal Kınacı², Şakir Bal³

ofsukas@gmail.com¹, kinacio@itu.edu.tr², sbal@itu.edu.tr³

^{1,2,3} Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, TÜRKİYE

Abstract

Since it is not possible to evaluate the maneuvering performance of a ship with a single criterion, each factor that affects the total maneuvering performance must be considered separately. This study, which examines the evaluation of maneuvering performance of ships, consists of two parts. In the first part of the study, some studies in the literature were classified and it was aimed to determine the subjects that were studied rarely. First of all, the studies about maneuvering performance were classified according to the ship type and the studies in the literature related to this subject were mentioned. After that, the linear and nonlinear equations of maneuvering motion were derived. Based on these equations, it was explained how mathematical models used in maneuvering performance analyses are derived and solved. Furthermore, the ways in which the maneuvering performance of ships can be determined and the methods of obtaining the maneuvering coefficients were explained. Finally, the results obtained in some studies were shown and interpreted.

Keywords: ship maneuvering, hydrodynamic coefficients, maneuvering derivatives, computational fluid dynamics, catamaran, submarine, monohull, mathematical model, spiral test, zigzag test, maneuvering performance, planar motion mechanism

Terminoloji

HAD:	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	X:	İleri öteleme kuvveti
STY:	Sistem Tanılama Yöntemi	Y:	Yanal öteleme kuvveti
DHM:	Düzlemsel Hareket Mekanizması	N:	Savrulma momenti
SHT:	Serbest Hareketli Test	K:	Yalpa momenti
IMO:	International Maritime Organization	L:	Gemi tam boyu
SD:	Serbestlik Derecesi	B:	Gemi gövde genişliği
DKT:	Döner Kol Testi	h:	Su derinliği

RANS:	Reynolds Averaged Navier-Stokes	T:	Su çekimi
URANS:	Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes	β :	Sürüklenme açısı
DNS:	Direct Numerical Simulation	δ :	Dümen açısı
DES:	Detached Eddy Simulation	ψ :	Pruva açısı
LES:	Large Eddy Simulation	φ :	Yalpa açısı
SEY:	Sınır Elemanları Yöntemi	u :	Bağlı eksen takımında ileri ötelenme hızı
ITTC:	International Towing Tank Conference	v :	Bağlı eksen takımında yanıl ötelenme hızı
PIV:	Particle Image Velocimetry	r :	Bağlı eksen takımında açılal savrulma hızı
EKKY:	En Küçük Kareler Yöntemi	\dot{u} :	Bağlı eksen takımında ileri ötelenme ivmelenmesi
GKF:	Genişletilmiş Kalman Filtresi	\dot{v} :	Bağlı eksen takımında yanıl ötelenme ivmelenmesi
MMG:	Matematiksel Modelleme Grubu	\dot{r} :	Bağlı eksen takımında açılal savrulma ivmelenmesi
LCG, x_G :	Geminin Boyuna Ağırlık Merkezinin Mastoriye Olan Uzaklığı	A:	Yanal genlik mesafesi
Fr:	Froude Sayısı	ω :	Harmonik hareket frekansı
m:	Deplasman kütlesi	λ :	Ölçek oranı; Dalga boyu
I_z :	Z eksenini etrafındaki atalet momenti	H:	Dalga yüksekliği

1. Giriş

Manevra kabiliyeti en sade anlatımıyla, bir geminin istenen yönde kontrollü bir şekilde yön değiştirebilmesi ve bu değişim sonrasında sabit bir rota üzerinde sapmalar olmaksızın seyrine devam edebilmesidir. Gemilerin manevra performanslarını iyileştirmek, çoğu zaman yüksek maliyet ve uzun hesaplama zamanı gerektiren bir süreçtir. Dönme yeteneği ve rota tutma kabiliyeti gibi manevra performansına ait temel özellikler çoğu zaman birbirleriyle çelişkili dizayn özellikleri gerektirdiği için her açıdan manevra yeteneği iyi olan bir gemi tasarlamak zorlu bir problemdir. Bundan dolayı, her gemi tipinin operasyon tanımına göre dizayn aşamasında, maliyet ve performans iyileştirme kısıtları altında etkili bir optimizasyon yapılması şarttır.

Gemilerin öndizayn aşamasında manevra performanslarını tahmin edebilmek için yapılan analizlerde, rota tutma kabiliyeti, dinamik stabilite, dönme kabiliyeti, rota değiştirme kabiliyeti ve durma kabiliyeti gibi parametreler göz önüne alınmaktadır. Ayrıca teknenin manevra performans istelerine uygun dümen boyutlarının da bu aşamada yaklaşık olarak belirlenmesi gerekmektedir. Manevraya ait bu temel özellikler lineer hareket denklemleri baz alınarak elde edilir. İlk olarak manevra performansının tahmin edilebilmesi için bazı lineer yaklaşımlardan faydalanılır. Daha ileri analiz gerektirecek durumlarda, sevk ve kontrol sistemlerinin de hesaba katılması ile birlikte manevra kabiliyeti açısından en uygun gemi dizaynının yapılabilmesi için hesaplamaların lineer olmayan yöntemlerle yapılması gerekmektedir. Bu aşamada genellikle, ileri ötelenme (surge), yanal ötelenme (sway), savrulma (yaw) ve yalpa (roll) hareketlerini baz alan ve lineer olmayan matematik modeller kullanılarak manevra performans analizleri yapılmaktadır. İlk aşamada matematik modellerin içerisinde yer alan manevra türevleri (hidrodinamik katsayılar) amprik, yarı-ampirik veya istatistiksel yöntemler kullanılarak hesaplanabilmektedir. Böylece, farklı tekne-dümen-pervane konfigürasyonları için dönme, rota değiştirme ve durma yeteneklerinin belirlenebilmesi için kabaca bir tahmin yapılabilmektedir. Kullanılan modelin doğruluğu (hassasiyeti) arttırılmak istenirse, ilerleyen aşamalarda, model deneyleri, sınır elemanları yöntemleri veya hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemleri ile matematiksel model içerisinde yer alan manevra türevlerinde düzeltmeler gerçekleştirilebilmektedir.

Bu çalışmada, gemilerin manevra performanslarının tahmin edilmesiyle ilgili son yıllara ait önemli sayıda çalışma incelenerek literatürde eksik veya az sayıda çalışılmış olan konular belirlenmeye çalışılmıştır. İlk olarak, manevra performansı kapsamında ele alınan çalışmalar tek gövdeli gemiler, çift gövdeli gemiler ve denizaltılar olmak üzere üç bölüme ayrılarak her bir form ile ilgili yapılan çalışmalardan kısaca bahsedilmiştir. Sonraki bölümde, manevra hareketlerinin matematiksel modelini oluştururken kullanılan lineer ve lineer olmayan temel hareket denklemleri anlatılmıştır. Son bölümde ise, gemilerin manevra performanslarını belirleme yöntemleri sınıflandırılarak bu yöntemlerin kullanıldığı bazı çalışmalarda elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır.

2. Manevra performansının gemi tipine göre irdelenmesi

Literatürde tek ve çift gövdeli gemilerin(katamaranlar) manevra katsayılarının belirlendiği ve manevra performanslarının farklı yöntemler kullanılarak incelendiği çok sayıda çalışma mevcuttur. Bu çalışmalar genellikle, kullanılan matematik modellerin ne ölçüde doğru sonuçlar verdiğini saptamak ve HAD yöntemi ile elde edilen sonuçları deneysel verilerle doğrularak yöntemin geçerliliğini gösterebilmek amacıyla yapılmıştır. Araştırmacılar tarafından gemi veya denizaltı modellerinin direnç,

sevk, denizcilik ve manevra açısından performansları farklı yöntemlerle incelenerek elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır. Bu sonuçlar neticesinde hangi yöntemlerin daha verimli olduğu, hangi yöntemlerden daha hızlı sonuç alınabildiği, hangi hidrodinamik türev bileşeninin manevra performansını nasıl etkilediği veya iç ve dış faktörlerin geminin manevra kabiliyetlerini ne ölçüde etkilediği gibi sorulara cevap bulmaya çalışılmıştır. Bu bölümde, önce, tek ve çift gövdeli gemiler ile ilgili yapılan çalışmalardan, daha sonra da denizaltılar ile ilgili gerçekleştirilmiş araştırmalardan bahsedilecektir.

2.1. Tek gövdeli gemiler

Bugüne kadar yapılmış olan çalışmaların birçoğunda gemilerin manevra kabiliyetleri genellikle tek gövdeli (monohull) formlar için incelenmiştir. Bu durumun en önemli sebeplerinden birisi, çok gövdeli (multihulls) gemilerin manevraları esnasında gövdeler arası etkileşimin tekne üzerinde oluşan hidrodinamik kuvvetlere etkisi olduğunun bilinmesidir. Çok gövdeli teknelere özel olan bu durum problemin çözümünü kısmi de olsa zorlaştırmaktadır. Bu yüzden araştırmacılar, ilk olarak farklı iç ve dış etkileri hesaba katmadan (sığ su, çoklu gövde, dar kanal, dalgalı durum vs.) gemilerin manevra katsayılarını doğru ve hassas bir şekilde hesaplayabilmek ve buna bağlı olarak manevra performanslarını tahmin edilebilmek için tek gövdeli test gemi modellerini kullanarak incelemeler yapmışlardır. 2008 ve 2014 yıllarında gerçekleştirilen SIMMAN (Workshop on Verification and Validation of Ship Manoeuvring Simulation Methods) çalıştaylarında manevra problemleri için KCS, KVLCC1-2 ve DTMB5415 test modelleri kullanılmıştır. Ancak KVLCC1 ve KVLCC2 gemi formlarının benzer olmasından ötürü SIMMAN 2014 çalıştayında, KVLCC serisinden sadece KVLCC2 modeli değerlendirmelere dahil edilmiştir. SIMMAN 2008’de, seçilen test gemi modellerinin derin sudaki manevra performansları ve SIMMAN 2014’te sığ su performansları asıl inceleme konusu olmuştur. 2019 yılında düzenlenecek olan SIMMAN 2019 çalıştayında ise seçilecek test modellerin dalgalı sudaki manevra performansları üzerinde durulacağı belirtilmiştir. SIMMAN çalıştaylarının yanısıra 2016 yılında DTC (Duisburg Test Case) test modelinin, sığ ve kısıtlı sularda manevra performansının incelendiği MASHCON (Conference on Manoeuvring in Shallow and Confined Water) isimli konferans düzenlenmiştir. Bu konferansta sunulan çalışmalardan bazıları Proceedings of 28th ITTC (2017)’de verilmiştir.

Sayısal veya deneysel gemi manevraları çalışmalarında sıklıkla kullanılan test modellerinden birincisi KCS’dir. Bu model araştırma amaçlı bir konteyner gemisi olarak dizayn edilmiş olup referans model olarak belirlendiği için deneysel sonuçları tüm araştırmacılara açıktır. Gothenburg 2000 (Larsson vd., 2003), Tokyo 2005 (Takanori, 2005) ve Gothenburg 2010 (Larsson vd., 2013) gibi çalıştay ve konferanslarda da bu modele ait deneysel veriler araştırmacılar tarafından sayısal doğrulama amaçlı kullanılmıştır. Örneğin, Simonsen ve Stern (2008) KCS modelinin salt savrulma testinden (Pure Yaw Test) elde ettikleri hidrodinamik kuvvet ve moment sonuçlarını sayısal sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Ancak sayısal sonuçlar için sağlama ve doğrulama çalışması yaparken simülasyonlarda düşük ağ elemanı düzeltme oranı (grid refinement ratio) kullandıkları için seçmiş oldukları sağlama-doğrulama yöntemini (Stern vd., 2006) başarılı bir şekilde uygulayamamışlardır. Diğer bir çalışmada, KCS modelinin tam ölçekli HAD simülasyonları yapılmıştır (Kim vd., 2015). Bu çalışmada yanal öteleme kuvveti (Y) ve savrulma momenti (N) sonuçları, deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Kuvvet ve moment sonuçlarının statik sürüklenme testi (Static Drift Test) ve salt yanal ötelenme testi (Pure Sway Test) için genel olarak uyumlu olduğu ancak, salt savrulma testinde lineer olmayan etkilerin de

artmasıyla birlikte bağıl hatanın arttığı belirtilmiştir. Manevra türevlerinde ise sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki fark en düşük %4, en yüksek %96 olarak bulunmuştur. Özellikle düşük GM değerine sahip KCS test modeli ile yapılacak olan HAD simulasyonlarında üç serbestlik dereceli (SD) harekete izin verilmesinin yeterli olmayacağı, doğru sonuçlar elde edebilmek için yalpa etkisinin de hareket denklemlerine dahil edilerek problemin en az dört SD olarak modellenmesi gerektiği belirtilmiştir (ITTC-Manoeuvring Committee, 2017). Gemilerin manevra performansı manevra türevlerinin hesaplanmasıyla değerlendirilebileceği gibi doğrudan sayısal veya deneysel olarak manevra performans testleri gerçekleştirilerek de değerlendirilebilir. Bu konuda Carrica vd. (2016) sayısal ve deneysel çalışmalar yaparak KCS modelinin çok düşük hızda ($Fr=0.095$) ve sığ suda ($h/T=1.2$) zigzag testini ($20^\circ/5^\circ$) doğrudan modellemişlerdir. Sayısal hesaplamalarda 8.7 milyon ağ elemanından 71.3 milyon ağ elemanına kadar çıkılarak çözüm yapılmış ve sayısal sonuçların belirsizlik yüzdeleri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Zigzag testi için belirsizlik analizi, zamana bağlı (transient) olarak yapılmış olan simulasyonlardaki aynı prosedürler uygulanarak zamandan bağımsız (steady-state) durumlar için de gerçekleştirilmiş ancak, bu şekilde sonuçların çoğunun yakınsamadığı belirtilmiştir. Bunun nedeni olarak gerçekte zigzag testi yapılırken modelin olayın doğası gereği hiçbir zaman sabit bir rejime oturmaması olduğu söylenebilir. Deneylerde ise hassasiyeti belirleyebilmek için tüm testler on defa tekrarlanmış ve neticede %3'lük bir standart sapma değeri belirlenmiştir. Bu mertebelerdeki standart sapmaya sahip deneysel sonuçlar, elde edilen verilerin HAD doğrulaması için güvenilir olduğunu göstermektedir. Çalışmada HAD yöntemi ile bulunan aşırı sapma açısı (overshoot angle) ve dönme oranı (yaw rate) için deney sonuçlarına göre sırasıyla %15 ve %20'lik bağıl hata hesaplanmıştır. Bunlar haricinde incelenen diğer tüm parametrelerdeki bağıl hata değerlerinin %3'ün altında olduğu belirtilmiştir. Bu duruma tekne ve dümen üzerine etkiyen savrulma momenti değerlerinin diğer parametrelere nazaran daha az doğrulukta tahmin edilmesinin sebep olduğu söylenmiştir. Aynı modelin kullanıldığı diğer bir deneysel çalışmada ise döner kol testi (DKT) ile tekneye etkiyen hidrodinamik kuvvetler ve moment, dümen ve pervane üzerine etkiyen kuvvetler, yalpa açısı, baş-kıç vurma açısı ve dalıp-çıkma genliği gibi değişkenler baz alınarak kapsamlı bir deneysel belirsizlik analizi yapılmıştır (Ueno vd., 2009). Yalpa açısı, baş-kıç vurma açısı ve dalıp çıkma genliği için hesaplanan belirsizlik yüzdelerinin kuvvet ve momentlere nazaran daha yüksek çıktığı belirtilmiştir. Ancak bu durumun manevra türevlerine doğrudan etkisinin olmadığı ve DKT ile dönmeye ait hidrodinamik katsayıların ($Y_r, Y_{\dot{r}}, N_r, N_{\dot{r}}$) doğru bir şekilde hesaplanabileceği belirtilmiştir.

Literatürde test modeli olarak sayısal ve deneysel sonuçları paylaşılan modellerden bir diğeri de DTMB 5415'tir (DTMB5512 ise bu modelin 1/46.6 ölçekli halidir). Bu model Amerikan Deniz Kuvvetleri tarafından 1980 yılında su üstü muharip gemisi olarak tasarlanmıştır. Gemi formunun bir modeli 2000 yılında MARIN (Maritime Research Institute Netherlands) tarafından 1/35.48 ölçekli (DTMB5415) olarak üretilmiş ve aynı yerde serbest hareketli testleri (SHT) gerçekleştirilmiştir. Literatürde DTMB5512 modelinin takıntısız (sadece yalpa omurgaya sahip) formu için yapılmış kapsamlı bir deneysel çalışma bulunmaktadır (Yoon, 2009). Bu çalışmada, modelin farklı serbestlik derecelerine sahip durumlarda üç farklı hız için ($Fr=0.138, 0.28, 0.41$) statik sürüklenme ve düzlemsel hareket mekanizması (DHM) testleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar irdelendiğinde genellikle lineer manevra türevlerinin lineer olmayanlara göre hız değişiminden daha az etkilendiği belirtilmiştir. Bunun yanı sıra farklı çekme havuzlarında farklı boyutlardaki modellerle yapılan test sonuçları değerlendirilerek yanal ötelenme testinden elde edilen türevlerin, savrulma testinden elde edilen türevlere göre ölçek etkisinden daha az etkilendiği söylenmiştir. Deneylerde kullanılan modelin serbestlik derecesinin de (SD) özellikle lineer olmayan manevra türevlerini büyük ölçüde etkilediği belirtilmiştir. Bu çalışmada ayrıca kapsamlı bir deneysel belirsizlik analizi çalışması

yapılmıştır. Toplam belirsizlik oranının (U_r), kuvvetler ve moment için statik testlerde %2-4 aralığında iken dinamik testlerde %1-10 aralığında olduğu belirtilmiştir. Bunlara ek olarak üç farklı çekme tankında (IIHR, FORCE ve INSEAN) farklı ölçekli DTMB modelleri ($L=3.048$ m, $L=4.002$ m ve $L=5.720$ m) kullanılarak yapılan deneylerdeki toplam belirsizlik oranları karşılaştırılmıştır. Toplam deneysel belirsizlik değerlerinin ($U_r\%$) statik testlerde model boyundan neredeyse bağımsız olduğu ancak, dinamik testlerde boy arttıkça azaldığı belirtilmiştir. Bunun yanı sıra hem statik hem de dinamik testlerde Fr sayısı arttıkça belirsizlik değerlerinde yine bir azalma olduğu söylenmiştir. DTMB5512 modelinin takıntısız formu için yapılmış olan bir başka çalışmada, viskoz HAD yöntemi ile salt savrulma testi yapılmış ve dönmeye ait hidrodinamik türevler bulunmuştur (Sakamoto ve Ohashi, 2012). Bu çalışmada elde edilen ileri öteleme (X) kuvveti ile deneysel sonuçlar arasında bir faz farkı olduğu belirtilmiştir. X kuvvetindeki bu faz farkının bazı diğer çalışmalarda da görüldüğü söylenebilir (Mousaviraad vd., 2012). Ayrıca sayısal hesaplamalarda kullanılan farklı türbülans modellerinin hidrodinamik kuvvetler üzerindeki etkisi araştırılmıştır. X kuvvetinin %60'lık kısmının sürtünme kuvveti bileşeni olduğu ve bu yüzden %10'un altında sürtünme bileşenine sahip olan Y yönündeki kuvvete göre türbülans modeli etkisinin X yönündeki kuvvet üzerinde daha baskın olduğu söylenmiştir. Ek olarak geminin baş kısmındaki ağ örgüsü yoğunluğunun yanal kuvvet ve savrulma momenti üzerinde önemli etkisi olduğu belirtilmiştir. Özellikle, salt savrulma testinde ağ örgüsündeki yoğunluk değişiminin zaman adımıdaki (Δt) değişime kıyasla hidrodinamik kuvvetler ve moment üzerinde daha fazla etkili olduğu başka bir çalışmada da belirtilmiştir (Sakamoto vd., 2012). Miller (2008) aynı modelin hem takıntılı hem de takıntısız formu için elde ettiği sayısal sonuçları değerlendirmiştir. Kuvvet ve moment değerleri için deneysel verilere kıyasla takıntılı formdaki bağlı hatanın takıntısız forma göre daha fazla olduğunu söylemiştir. Başka bir çalışmada ise sayısal hesaplamalarda URANS (Unsteady RANS) ve DNS (Direct Numerical Simulation) yaklaşımları kullanılarak DTMB5415 formunun sakin ve dalgalı suda SHT simulasyonları gerçekleştirilmiş, manevra esnasında geminin takıntılıları etrafında oluşan girdaplar incelenmiştir (Carrica vd., 2008). DNS yaklaşımının, özellikle statik çekme testlerini yaparken yüksek sürüklenme açılarında URANS'a göre daha doğru sonuçlar verdiği belirtilmiştir (Sakamoto vd., 2012). Bunların haricinde DTMB modelinin manevra performans tahmini ile ilgili daha özel konuların incelendiği çalışmalar da literatürde mevcuttur (Hajivand ve Mousavizadegan, 2015a, b, Oldfield vd., 2015, Duman ve Bal, 2016).

Çalışmalarda test modeli olarak kullanılan bir diğer gemi modeli ise KVLCC serisidir. Bu seriye ait deneysel veriler de diğer test modellerinde olduğu gibi araştırmacılara açıktır. KVLCC serisi, sayısal sonuçları doğrulamak ve tekne etrafındaki akışın fiziğini detaylı bir şekilde inceleyebilmek amacıyla 1997 yılında KRISO (Korean Research Institute of Ships and Ocean Engineering) tarafından yumrubaş ve ayna kış formuna sahip bir tanker olarak dizayn edilmiştir. Bu seride, geometrik olarak aralarında çok küçük farklılıklar bulunan iki gemi formu bulunmaktadır; birinci form olan KVLCC1 modelinin kış posta hatları daha çok V formuna benzerken, KVLCC2 modelinin kış postaları daha çok U tipinde tasarlanmıştır. İki gemi formu da ilk kez 1999 yılında 1/58 model ölçeğinde üretilmiş ve aynı yerde DHM testleri gerçekleştirilmiştir. Literatürde KVLCC serisi kullanılarak yapılmış birçok sayısal ve deneysel çalışma bulunmaktadır. Örneğin, Cura-Hochbaum (2011) düşük Fr sayısında ($Fr=0.15$) serbest yüzey etkilerini hesaba katmadan KVLCC1 modelinin manevra türevlerini HAD yöntemi ile hesaplamıştır. Düşük hızlarda ($Fr<0.15$) yapılacak manevra simulasyonlarında serbest yüzey etkileri probleme dahil edilmeyince çözüm süresinin yaklaşık on kat azaldığını belirtmiştir. Çalışma sonucunda elde ettiği manevra türevlerini Abkowitz'in önermiş olduğu matematik modelde (Abkowitz, 1964) yerine koyarak geminin dönme ve zigzag yörüngelerini hesaplamıştır. Abkowitz modeli gemi üzerindeki X , Y kuvvetleri ve N momentinin belirli bir mertebeye kadar Taylor serisine

açılmasıyla elde edilmiştir. Bu model haricinde hidrodinamik kuvvetleri ve momenti, pervaneye, dümene ve tekneye etkileyen olmak üzere üç ayrı kısımda ele alan başka bir model (MMG) de çalışmalarda kullanılmaktadır (Ogawa ve Kasai, 1978). Kullanılan bu modeller ileriki bölümlerde ayrıntılı bir şekilde anlatılacaktır. He vd. (2016) ise MMG modelini kullanarak önce regresyon tekniği, daha sonra HAD yöntemi ile KVLCC2 test modeline ait lineer manevra türevlerini elde etmiştir. HAD yöntemi ile hesapladığı türev değerleri ile regresyon analizi yardımıyla hesapladığı türevleri matematik model içerisinde değiştirip, iki yöntemin hesapladığı dönme ve zigzag yörüngelerini mukayese etmiştir. HAD yöntemi ile bulunan manevra türevleri kullanıldığında özellikle, zigzag rotasının deneysel sonuçlara daha yakın olduğu belirtilmiştir. KVLCC serisine ait iki geminin de kullanıldığı bir başka çalışmada, gemiye etkileyen yanal kuvvet (Y) ve savrulma momentinin (N) ikinci ve üçüncü dereceden polinomlarla temsil edildiği durumlar için MMG matematik modeli esas alınarak dönme ve zigzag rotaları hesaplanmış ve sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır (Aksu ve Köse, 2017). Sonuç olarak matematik model içerisindeki Y kuvveti ve N momenti denklemlerinin üçüncü dereceden temsil edildiği durumda sonuçların gerçeğe daha yakın olduğu belirtilmiştir. Yine aynı seriyi referans alan başka bir çalışmada ise manevra türevlerinin hesaplanmasında yeni bir yöntem önerilmiştir (Zhang ve Zou, 2013). SVM (Support Vector Machines) olarak adlandırılan ve yapay zeka (artificial intelligence) tabanlı bu yöntem istatistiksel teori temel alınarak uygulanmaktadır. Çalışmada bu yöntemle elde edilen kuvvet ve moment sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmış ve sonuçların birbirleriyle makul derecede uyumlu olduğu belirtilmiştir.

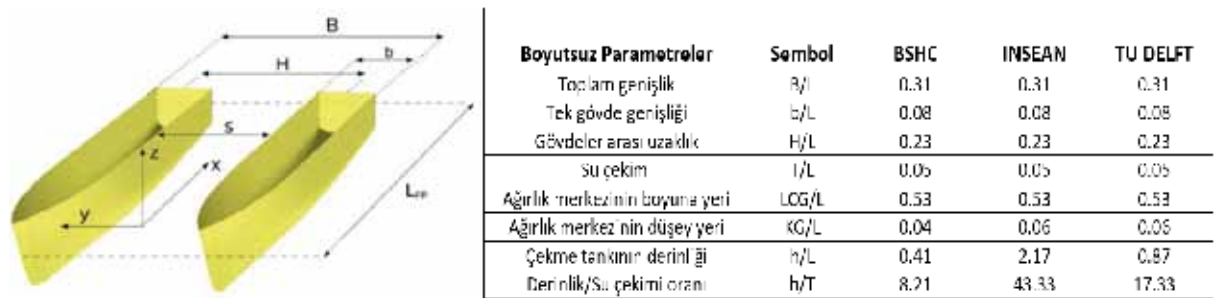
2.2. Çift gövdeli gemiler

Özellikle yolcu taşımacılığı alanında tek gövdeli gemilere kıyasla yüksek hız avantajına sahip olan çift gövdeli gemiler (katamaranlar), tek gövdeli gemilere göre daha düşük yakıt sarfiyatına ve konfor açısından daha üstün performansa sahiptirler. Tek gövdeli gemilerin etrafındaki akış karakteristiğine kıyasla katamaranlar etrafındaki akış daha karmaşıktır. Çünkü, katamaranlarda akış alanı tekne gövdeleri arasındaki etkileşimden ciddi bir şekilde etkilenmektedir ve bu konu sayısal ve deneysel olarak birçok çalışmada incelenmiştir (Zaghi vd., 2011; Broglia vd., 2011; Broglia vd., 2014; He vd., 2014). Ayrıca, tek gövdeli gemilerin aksine bu tip gemilerde akım bileşenlerinin, dalga profilinin ve manevra performansına ait bazı parametrelerin de bahsedilen gövdeler arası girdap etkileşimleri nedeniyle doğru ve hassas bir şekilde tahmin edilmesi oldukça zordur.

Katamaranların manevra performansları, deneysel veya sayısal olarak incelenirken araştırmacılar tarafından genellikle DELFT372 test modeli kullanılmıştır. Zlatev vd. (2009, 2011), Milanov vd. (2010), Milanov ve Stern (2012) bu modelin, sığ ve derin su koşullarında manevra performansını ve düşük sürüklenme açılarında ($\beta < 10^\circ$) tekneye etkileyen hidrodinamik kuvvetleri sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Zlatev vd. (2009), statik sürüklenme testlerinde sürüklenme açısı (β) arttıkça batma ve trim değerlerinin de arttığını belirtmişlerdir. HAD ile elde ettikleri bazı lineer manevra türevleri (Y_v , N_v) ile deneysel sonuçlar arasındaki bağıl hatayı yaklaşık %10 olarak bulmuşlardır. Bu hatanın lineer olmayan manevra türevlerde (X_{vv} , Y_{vv} , N_{vv}) ise %117'ye kadar çıktığı görülmüştür. Pandey ve Hasegawa (2016) çift pervaneli ve dümensiz bir yüksek hızlı katamaran formunun serbest hareketli testini (SHT) sakin ve derin su koşulunda gerçekleştirmiştir. Burada dümen etkisi pervanelere farklı oranda itme kuvveti verilerek sağlanmıştır. Bu çalışmada gemiye farklı pervane dönüş yönleri ve itme kuvvetlerinden oluşan kombinasyonlarla çok sayıda dönme manevrası yaptırılmıştır. Elde edilen deneysel sonuçlar MMG modeli kullanılarak doğrulanmıştır. Matematik model içerisindeki manevra

türevlerinin ise düzlemsel hareket mekanizması (DHM) testlerinden elde edildiği belirtilmiştir. Sonuç olarak dönme çapının büyük oranda pervane dönüş hızına bağlı olarak arttığını belirtmişlerdir.

Brogia vd. (2013) bir katamaranın gövdeleri etrafındaki akışın karakteristiğini incelemek ve girdapların hidrodinamik kuvvetler üzerindeki etkisini daha detaylı irdeleyebilmek için var olan deneysel verileri farklı viskoz HAD çözücülerıyla (Xnavis, CFDShip-Iowa, ISIS-CFD) doğrulamaya çalışmışlardır. Statik sürüklenme testi sonuçları için bu üç HAD çözücüsü arasında X kuvveti için yaklaşık %3.5, Y kuvveti için %4 ve N momenti için %7'lik bir değişim olduğu belirtilmiştir. Başka bir çalışmada ise DELFT372 modelinin statik sürüklenme testi esnasında katamaran gövdeleri ve özellikle baş kısmı etrafında oluşan girdaplar farklı sayısal yaklaşımlarla (DES ve RANS) analiz edilmiş ve bu yaklaşımların sonuçlar üzerindeki etkisi tartışılmıştır. Elde edilen sonuçlar irdelendiğinde yüksek sürüklenme (drift) açıları tekne hareketleri (baş-kıç vurma ve batma) hariç diğer tüm değişkenlerin (hızlar, girdap yapıları ve dalga deformasyonları) deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu belirtilmiştir (Dogan, 2013). Aynı modelin kullanıldığı benzer bir çalışmada farklı hız ve yüksek sürüklenme açıları yapılan (6 ve 9 derece) statik sürüklenme testleri esnasında teknenin baş ve kıç kısımlarında oluşan girdap yapıları deneysel PIV yöntemiyle incelenmiştir (Falchi vd., 2014). PIV yönteminin sağladığı avantajlarla model etrafında oluşan girdap salınımlarının büyüklükleri ve modelin en çok hangi bölgesinde oluştuğu gösterilmiştir. Katamaranlarla ilgili yapılmış olan çalışmalarda genellikle test model olarak kullanılan DELFT372'nin ana boyutları ve farklı model çekme havuzlarındaki h/T oranları Şekil 1'de verilmiştir.



Şekil 1. DELFT372 modelinin ana boyutları ve farklı çekme tankları için h/T oranları (Dogan, 2013).

Sistem tanılama yönteminin (STY) kullanıldığı bir çalışmada ise bir katamaran formunun seyir tecrübesi sonuçları kullanılarak farklı hız ve dümen açıları geminin dönme manevrası parametreleri (ilerleme, transfer, taktik çap) manevra katsayıları elde edilmeden yüksek doğrulukla (üç parametre için ortalama bağıl hata=%1) hesaplanmıştır (Luo vd., 2014). Ancak bu çalışmada STY ile dönme manevrası için oluşturulan matematik modellerin her bir hız için özel olduğu, genelleştirilmiş ifadeler olmadıkları belirtilmiştir.

Literatürde katamaranlarla ilgili yapılan çalışmalarda genellikle hidrodinamik kuvvetler, savrulma momenti ve manevra katsayıları tahminlerinin haricinde bu parametrelerin doğruluklarını önemli ölçüde etkileyen girdap yapıları hem deneysel hem de HAD yöntemi ile görsel olarak incelenmiştir. Ayrıca, sığ suyun ve yüksek sürüklenme açıları oluşan girdapların hidrodinamik kuvvetlere etkisi de incelenen diğer konu başlıkları arasındadır. Ancak, yine de katamaran formlarının manevra karakteristiklerinin incelenmesiyle ilgili literatürde hala yeterli sayıda sayısal ve deneysel veri bulunmadığı söylenebilir. Var olan çalışmaların ise neredeyse tamamında DELFT372 test modeli kullanılmıştır.

2.3. Denizaltılar

Hem insansız hem de insanla kontrol edilebilen denizaltılar araştırma, arama, kurtarma, sualtı donanım bakım ve onarımı gibi birçok amaçla kullanılabilirler. Bu operasyonlar gerçekleştirilirken özellikle deniz tabanına yakın seyretmek durumunda kalan denizaltıların taban etkisinden dolayı üzerine etkiyen hidrodinamik kuvvet ve momentler çok çabuk ve etkin bir şekilde değişir (Sabuncu, 1985). Bundan dolayı çok amaçlı kullanılabilen bu araçların hidrodinamik performanslarının da iyi olması ve kritik manevra yapılması gereken durumlarda çok kısa süre içerisinde kendisini düzeltip gerekli manevraları yapabilmesi istenir. Dolayısıyla manevra kabiliyetlerinin henüz dizayn aşamasındayken doğru bir şekilde analiz edilmesi gerekir. Denizaltıların da gemilerde olduğu gibi manevra performanslarının ön dizayn aşamasında belirlenmesi yarı-ampirik formüller, HAD ve deneyler yardımıyla olmaktadır.

Denizaltılar, gemilerde olduğu gibi sadece yatay düzlemde değil düşey düzlemde de manevra yapmak zorunda oldukları için başta ve kıçta hem yatay hem de düşey kanatlara (finlere) sahiptirler. Düşey yöndeki hareketlerin de matematik modele eklenmesiyle çözülmesi gereken denklemlerinin sayısı artmış olur. Tyagi ve Sen (2006) HAD yöntemini ve bazı ampirik formülleri kullanarak iki farklı formda insansız denizaltıya ait yanal hıza bağlı bazı manevra katsayılarını (Y_v, Y_{vv}, N_v, N_{vv}) hesaplamışlardır. Düşük hücum açılarında sınır tabakada bir ayrılma söz konusu olmadığından lineer manevra katsayılarının viskoz olmayan sayısal yöntemlerle de elde edilebileceği gösterilmiştir. Ayrıca tamamen batmış cisimlerle ilgili literatürde az sayıda deneysel veri olduğunu belirtmişler ve bu yüzden elde ettikleri sayısal sonuçları benzer geometrilerin sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Denizaltılar ile ilgili yapılacak olan çalışmalarda araştırmacılara DARPA Suboff test modelinin takıntısız (AFF-1) ve tam takıntılı (AFF-8) konfigürasyonlarının kullanılması tavsiye edilmiştir (ITTC-Manoeuvring Committee, 2014). Bu modelin takıntılı formunun kullanıldığı bir çalışmada zamana bağlı ve zamandan bağımsız çözümlerle dinamik ağ örgüsü (overset mesh) kullanılarak modele ait lineer manevra katsayıları elde edilmiştir (Pan vd., 2012). Deneysel verilere kıyasla sayısal sonuçlardaki bağıl hatanın %0.5 ile %45 arasında olduğunu ve bu aralığın ön dizayn aşaması için makul olduğunu söylemişlerdir. Coe (2013), yine aynı ağ örgüsü yapısını kullanarak viskoz HAD yöntemi ile insansız bir denizaltının 6 serbestlik dereceli (SD) SHT'sini gerçekleştirmiştir. Çalışmada ayrıca statik ve dinamik ağ örgüsü kullanımının sonuçlar üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Statik (rigid mesh) ve dinamik ağ örgüsü (overset mesh) kullanımının hidrodinamik kuvvetleri ne ölçüde etkilediği yüksek hızlı bir tekne için başka bir çalışmada da incelenmiştir (Sukas vd., 2017). Bu çalışmada yüksek genlikli hareketlere sahip olan teknelerde yüksek Fr sayılarında statik ağ örgüsünün yetersiz kaldığı, dinamik ağ örgüsü kullanıldığında ise sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu gösterilmiştir. Denizaltılar da yüksek hızlı tekneler gibi akışkan içerisinde (özellikle manevra yaparken) yüksek genlikli hareketler yaptıklarından dolayı dinamik ağ örgüsü (overset mesh) kullanılması daha uygun görünmektedir. Duvar etkisinin incelendiği bir çalışmada ise Wu vd. (2005), DARPA Suboff modelini kullanarak denizaltının deniz tabanına yakın seyrettiği durumlarda hidrodinamik kuvvetlerin dipten ne ölçüde etkilendiğini incelemişlerdir. Dip etkisini, deniz tabanı ile denizaltı arasındaki mesafenin lineer bir fonksiyonu olarak ifade etmişlerdir. Dip etkisinin yanısıra su yüzeyine yakın seyreden denizaltı üzerindeki serbest su yüzeyi etkisi de incelenen bir başka konu olmuştur. Polis vd. (2013), HAD yöntemi ile DARPA Suboff modelinin farklı şnorkel yüksekliklerinde ve hızlarda manevra katsayıları üzerindeki serbest su yüzeyi etkisini incelemiştir. Denizaltılar için türetilmiş matematik modelin içerisinde serbest su yüzeyi etkisini de temsil edecek hidrodinamik katsayılar eklemiştir. Yeni matematik model kullanılarak elde edilen sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğu belirtilmiştir.

Bir başka çalışmada, yine aynı denizaltı modelinin iki farklı konfigürasyonu (takıntılı ve takıntısız) kullanılarak farklı hücum açılarında manevra performansı tahmin edilmeye çalışılmıştır (Vaz vd., 2010). Kullanılan türbülans modellerindeki farklılıkların sonuçlar üzerindeki etkisi tartışılmış ve takıntıların hidrodinamik kuvvetleri nasıl etkilediği iki farklı viskoz HAD çözücüsü kullanılarak incelenmiştir. Sonuç olarak tamamen batmış cisimlerin manevra performansını tahmin ederken genellikle, DARPA Suboff modelinin farklı konfigürasyonlarının kullanıldığı ve manevra katsayılarının yanısıra dip etkisi ve serbest su yüzeyi etkisinin hidrodinamik kuvvetler ve moment üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ayrıca, tamamen batmış bir cisme etkiyen kuvvetlerin büyük bir bölümünü sürtünme kuvveti oluşturduğu için farklı türbülans modellerinin sonuçlar üzerindeki etkisi de incelenen diğer konular arasındadır.

Manevra performansının gemi tipine göre (tek gövdeli gemiler, çift gövdeli gemiler ve denizaltılar) incelendiği çalışmalar özetlenecek olursa, çalışmaların birçoğunda manevra katsayıları sayısal veya deneysel yöntemlerle elde edilmeye çalışılmıştır. Çünkü yüzen bir cismin manevra performansının belirlenebilmesi için yatay (ve düşey) düzlemdeki hareket denklemlerinin doğru bir şekilde çözülmesi gerekmektedir. Bu denklemleri doğru bir şekilde çözebilmek de doğrudan manevra katsayılarının hassas bir şekilde hesaplanmasına bağlıdır. Bunun haricinde çalışmaların birçoğunda manevra katsayılarının tahminini etkileyen iç etkenler (gemi formu, dümen ve pervane sayısı, ölçek etkisi gibi) ve dış etkenler (sığ su, dar kanal, dalgalı durum gibi) inceleme konusu olmuştur. Yapılmış olan araştırmaların büyük kısmında test (referans-benchmark) gemi modelleri (KCS, KVLCC, DTMB, HTC, DTC, S-175, ESSO OSAKA, WIGLEY, DELFT372 gibi) veya denizaltı modeli (DARPA SUBOFF gibi) kullanılmıştır. Çalışmalarda genellikle bu modellerin kullanılma nedeni ise ilk olarak tasarlandıkları araştırma merkezleri tarafından optimize edilerek akıma uyumlu (streamlined) birer form haline getirilmiş olmalarıdır.

3. Matematik modelin oluşturulması

Gemi manevraları ile ilgili matematiksel bir model ortaya koyabilmek için öncelikle eksen takımlarının doğru bir şekilde belirlenmesi gerekir. Manevra yapan bir gemi için sabit ($O_0-x_0y_0z_0$) ve bağlı ($o-xyz$) eksen takımları olmak üzere iki farklı koordinat sistemi tanımlanmıştır. Sabit eksen takımının orijini genellikle manevra hareketinin başladığı nokta kabul edilirken bağlı eksen takımının orijini geminin ortası (midship) ya da ağırlık merkezi (LCG) olarak kabul edilir. Yasukawa ve Yoshimura (2014) yapmış oldukları çalışmada, bağlı eksen takımında orijin noktasının yükleme durumuna göre geminin ağırlık merkezinin konumu değişebileceğinden ötürü gemi ortasında alınmasının daha uygun olacağını belirtmişlerdir.

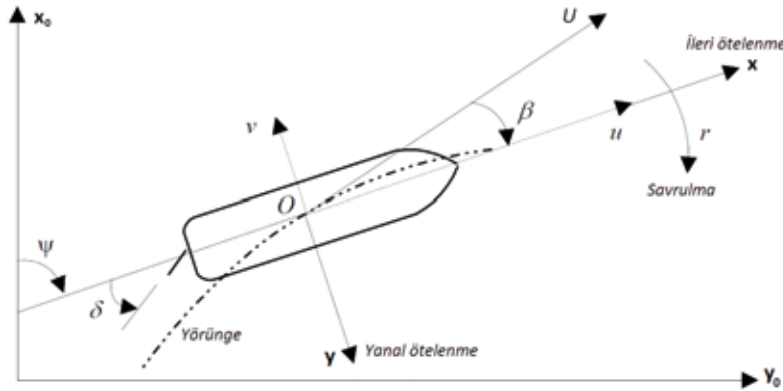
3.1. Lineer hareket denklemlerinin elde edilmesi

Su yüzeyi üzerinde seyreden geleneksel bir gemi formunun manevra kabiliyeti genellikle üç serbestlik dereceli (3SD) olarak incelenir. En çok kullanılan ve en temel matematiksel model, yalnızca geminin yatay düzlemdeki hareketlerinin hesaplara dâhil edildiği modeldir ve bu modelde ileri öteleme, yan öteleme ve savrulma hareketleri incelenir (bkz Şekil 2).

Sabitlenmiş koordinat sisteminde geminin karşılaştığı x_0 yönündeki kuvvet X_0 , y_0 yönündeki kuvvet Y_0 ve savrulmada karşılaşılan moment N ile temsil edilirse, Newton'un ikinci hareket yasası kullanılarak aşağıdaki denklemler yazılabilir:

$$\begin{aligned} X_0 &= m\ddot{x}_G \\ Y_0 &= m\ddot{y}_G \\ N &= I_Z\dot{r} \end{aligned} \quad [1]$$

Burada \ddot{x}_G , x_0 doğrultusundaki ivme; \ddot{y}_G , y_0 doğrultusundaki ivme ve \dot{r} ($\dot{\psi}$) ise z doğrultusundaki açısal ivmedir. x_G ve y_G geminin ağırlık merkezinin konumu ve ψ gemi koordinat sistemiyle sabitlenmiş koordinat sisteminin yaptığı açıdır. m geminin deplasman kütlesi, I_Z ise z eksenini doğrultusunda geminin ağırlık merkezinden alınan atalet momentidir.



Şekil 2. Manevra yapan bir gemi için sabit ($o_0-x_0y_0z_0$) ve bağlı ($o-xyz$) eksen takımları.

Sabitlenmiş koordinat sistemindeki kuvvetler dönüşüm matrisi kullanılarak gemiye bağlı koordinat sistemine çevrilirse (orijinin iki koordinat sistemi için farklı noktada olduğu düşünülerek):

$$\begin{aligned} X &= m(\dot{u} - vr - x_G r^2) \\ Y &= m(\dot{v} + ur + x_G \dot{r}) \\ N &= I_Z \dot{r} + mx_G (\dot{v} + ur) \end{aligned} \quad [2]$$

denklem takımı elde edilir. Gemi üzerindeki X ve Y kuvvetleri ile N momentini Taylor serisine açılıp, yalnızca lineer terimler alınarak denklemler yeniden düzenlendiğinde,

$$\begin{aligned} -X_u(u - U) + (m - X_{\dot{u}})\dot{u} &= 0 \\ -vY_v + \dot{v}(m - Y_{\dot{v}}) - r(Y_r - mU) - \dot{r}(Y_{\dot{r}} - mx_G) &= 0 \\ -vN_v - \dot{v}(N_{\dot{v}} - mx_G) - r(N_r - mx_G U) - \dot{r}(N_{\dot{r}} - I_Z) &= 0 \end{aligned} \quad [3]$$

manevra için lineer hareket denklemleri elde edilir. Burada alt indisler, ilgili kuvvet ya da momentin (X, Y, N) bağlı koordinat sistemindeki hız ve ivmelere ($u, v, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{r}$) göre olan değişimini yani kısmi türevi olduğunu belirtmektedir. [3] no.'lu denklem takımı geminin yalnızca çıplak teknesi etrafındaki hidrodinamik kuvvetleri gözetken lineer bir hareket denklemdir. Pervane, dümen vb. gibi takıntıların etkisi veya dalga, akıntı, rüzgar gibi çevresel faktörler bu denklem sisteminde yer almamaktadır.

Tablo 1. [3] no.'lu denklem takımının boyutsuzlaştırılmasında kullanılan ifadeler.

$m' = \frac{m}{\frac{\rho}{2}L^3}$	$v' = \frac{v}{U}$	$\dot{v}' = \frac{\dot{v}L}{U^2}$	$I'_z = \frac{I_z}{\frac{\rho}{2}L^5}$	$r' = \frac{rL}{U}$	$\dot{r}' = \frac{\dot{r}L^2}{U^2}$	$Y'_v = \frac{Y_v}{\frac{\rho}{2}L^2U}$
$Y'_r = \frac{Y_r}{\frac{\rho}{2}L^3U}$	$N'_{v'} = \frac{N_v}{\frac{\rho}{2}L^3U}$	$N'_{r'} = \frac{N_r}{\frac{\rho}{2}L^4U}$	$Y'_{\dot{v}} = \frac{Y_{\dot{v}}}{\frac{\rho}{2}L^3}$	$Y'_{\dot{r}} = \frac{Y_{\dot{r}}}{\frac{\rho}{2}L^4}$	$N'_{\dot{v}} = \frac{N_{\dot{v}}}{\frac{\rho}{2}L^4}$	$N'_{\dot{r}} = \frac{N_{\dot{r}}}{\frac{\rho}{2}L^5}$

[3] no.'lu denklem takımında en üstte verilen denklem geminin yalnızca ileri öteleme hareketini modeller ve aslında manevra probleminden daha çok bir gemi direnci problemidir. Ancak, aynı denklem takımındaki ikinci ve üçüncü denklemlerde yatay hız ve açılal hız birbiri içerisine geçmiştir. Dolayısıyla gemi manevra kabiliyetini incelemek için bu iki denklemin birlikte çözülmesi gerekir. Tablo 1'deki boyutsuz ifadeler kullanılarak lineer hareket denklemleri boyutsuzlaştırılırsa,

$$\begin{aligned} -v'Y'_v + \dot{v}'(m' - Y'_{\dot{v}}) - r'(Y'_r - m') - \dot{r}'(Y'_{\dot{r}} - m'x'_G) &= 0 \\ -v'N'_{v'} - \dot{v}'(N'_{\dot{v}} - m'x'_G) - r'(N'_{r'} - m'x'_G) - \dot{r}'(N'_{\dot{r}} - I'_z) &= 0 \end{aligned} \quad [4]$$

elde edilecektir. Manevra katsayılarının boyutsuzlaştırılması Tablo 1'de görüldüğü haliyle yapılabileceği gibi kuvvet-moment ve hız-ivme terimlerinin ayrı ayrı boyutsuzlaştırılmasıyla da elde edilebilir (SNAME, 1950). Eğer bu iki denklemde yer alan manevra türevleri daha önceden sayısal veya deneysel yöntemlerle elde edilmişse, [4] no.'lu denklem sistemi için bilinmeyenler zamana göre değişen boyutsuz yanal ötelenme hızı (v') ve açılal hızdır (r'). İvme terimleri ise (\dot{v}', \dot{r}') bilinmeyen değişkenlerin türevlerini ifade ettiği için [4] no.'lu denklem takımı bir diferansiyel denklem sistemi halini alır. [4] no.'lu denklem takımında verilen lineer hareket denklemleri yalnızca geminin takıntısız hali için geçerlidir. Ancak, geleneksel forma sahip bir gemiye istenen rotanın verilebilmesi ancak dümen sayesinde mümkün olabilir. Dümen kuvvetlerinin lineer hareket denklemlerine eklenebilmesi için [4] no.'lu denklem takımında eşitliklerin sağ taraflarına sırasıyla $Y'_\delta \delta_R$ ve $N'_\delta \delta_R$ terimleri eklenir.

$$\begin{aligned} -v'Y'_v + \dot{v}'(m' - Y'_{\dot{v}}) - r'(Y'_r - m') - \dot{r}'(Y'_{\dot{r}} - m'x'_G) &= Y'_\delta \delta_R \\ -v'N'_{v'} - \dot{v}'(N'_{\dot{v}} - m'x'_G) - r'(N'_{r'} - m'x'_G) - \dot{r}'(N'_{\dot{r}} - I'_z) &= N'_\delta \delta_R \end{aligned} \quad [5]$$

Lineer hareket denklemlerini incelemek adına $Y'_\delta \delta_R$ ve $N'_\delta \delta_R$ terimleri de aslında lineerleştirilmiş terimlerdir. Dolayısıyla [5] no.'lu denklem takımıyla geminin ancak küçük dümen açılarındaki manevra kabiliyetinin incelenebileceği unutulmamalıdır. [5] no.'lu denklem sistemi iki vektörün eşitliği olarak yazılacak olursa matris formatında,

$$\begin{pmatrix} -v'Y'_v + \dot{v}'(m' - Y'_{\dot{v}}) - r'(Y'_r - m') - \dot{r}'(Y'_{\dot{r}} - m'x'_G) \\ -v'N'_{v'} - \dot{v}'(N'_{\dot{v}} - m'x'_G) - r'(N'_{r'} - m'x'_G) - \dot{r}'(N'_{\dot{r}} - I'_z) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Y'_\delta \delta_R \\ N'_\delta \delta_R \end{pmatrix} \quad [6]$$

elde edilir. [6] no.'lu denklemde eşitliğin sol tarafı iki ayrı vektör olarak gösterilebilir. İlk kısım ivme terimlerini, ikinci kısım da hız terimlerini içerecek şekilde düzenlenirse,

$$\begin{pmatrix} \dot{v}'(m' - Y'_{\dot{v}}) - \dot{r}'(Y'_{\dot{r}} - m'x'_G) \\ \dot{r}'(I'_z - N'_{\dot{r}}) - \dot{v}'(N'_{\dot{v}} - m'x'_G) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -v'Y'_v - r'(Y'_r - m') \\ -r'(N'_{r'} - m'x'_G) - v'N'_{v'} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Y'_\delta \delta_R \\ N'_\delta \delta_R \end{pmatrix} \quad [7]$$

elde edilir. [7] no.'lu denklemde eşitliğin sol tarafında yer alan her iki vektör hız ve ivme vektörleri ile çarpılacak şekilde düzenlenirse iki adet matris-vektör çarpımı elde edilecektir.

$$\begin{pmatrix} (m' - Y'_{\dot{v}}) & -(Y'_{\dot{r}} - m'x'_G) \\ -(N'_{\dot{v}} - m'x'_G) & (I'_z - N'_{\dot{r}}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{v}' \\ \dot{r}' \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -Y'_v & -(Y'_r - m') \\ -N'_{v'} & -(N'_{r'} - m'x'_G) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v' \\ r' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Y'_\delta \delta_R \\ N'_\delta \delta_R \end{pmatrix} \quad [8]$$

[8] no.'lu denklemin daha sade bir gösterimi için aşağıdaki semboller kullanılabilir.

$$B = \begin{pmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (m' - Y'_v) & -(Y'_r - m'x'_G) \\ -(N'_v - m'x'_G) & (I'_Z - N'_r) \end{pmatrix} \quad [9]$$

$$C = \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -Y'_v & -(Y'_r - m') \\ -N'_v & -(N'_r - m'x'_G) \end{pmatrix} \quad [10]$$

Denklem sistemi son haliyle tekrar yazılacak olursa,

$$\begin{pmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{v}' \\ \dot{r}' \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v' \\ r' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Y'_\delta \delta_R \\ N'_\delta \delta_R \end{pmatrix} \quad [11]$$

elde edilmiş olur. [11] no.'lu denklem sistemi daha kapalı bir formda aşağıdaki gibi yazılırsa denklem

$$B \cdot \dot{\vec{X}} + C \cdot \vec{X} = \vec{F} \quad [12]$$

halini alır.

Diferansiyel denklem sistemlerinin çözümünde standart (Cauchy) yöntemini kullanabilmek için ivme vektörü açık olarak (explicit) ifade edilmelidir, dolayısıyla diğer tüm terimler eşitliğin sağ tarafına geçirilir.

$$B \cdot \dot{\vec{X}} = -C \cdot \vec{X} + \vec{F} \quad [13]$$

[13] no.'lu denklemde eşitliğin her iki tarafı B matrisinin tersi (B^{-1}) ile çarpılırsa,

$$B^{-1}B \cdot \dot{\vec{X}} = -B^{-1}C \cdot \vec{X} + B^{-1}\vec{F} \quad [14]$$

elde edilmiş olur. B matrisinin tersiyle çarpılmasıyla eşitliğin sol tarafında birim matris elde edilir ve ivme vektörü yalnız bırakılır. Böylece diferansiyel denklem sistemi standart (Cauchy) formda son halini almış olur.

$$\dot{\vec{X}} = A \cdot \vec{X} + \vec{H} \quad [15]$$

Burada A matrisi "Katsayılar Matrisi" olarak adlandırılır. \vec{H} vektörü ise dümen hareketini temsil etmektedir.

$$A = -B^{-1}C; \vec{H} = B^{-1}\vec{F} \quad [16]$$

B matrisinin tersi,

$$B^{-1} = \frac{1}{\det(B)} \begin{pmatrix} B_{22} & -B_{12} \\ -B_{21} & B_{11} \end{pmatrix} \quad [17]$$

olarak ifade edilir. Sonuç olarak [15] no.'lu diferansiyel denklem sistemindeki A katsayılar matrisi ve dümen hareketini temsil eden \vec{H} vektörü aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\begin{aligned} A &= -\frac{1}{B_{11}B_{22}-B_{12}B_{21}} \begin{pmatrix} -B_{22} & B_{12} \\ B_{21} & -B_{11} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{pmatrix} \\ &= -\frac{1}{B_{11}B_{22}-B_{12}B_{21}} \begin{pmatrix} -(C_{11}B_{22} + B_{12}C_{21}) & -(C_{12}B_{22} + B_{12}C_{22}) \\ -C_{11}B_{21} + B_{11}C_{21} & -C_{12}B_{21} + B_{11}C_{22} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad [18]$$

$$\vec{H} = -\frac{\delta_R}{B_{11}B_{22}-B_{12}B_{21}} \begin{pmatrix} B_{22}Y_\delta - B_{12}N_\delta \\ -B_{21}Y_\delta + B_{11}N_\delta \end{pmatrix} \quad [19]$$

3.2. Lineer olmayan hareket denklemlerinin elde edilmesi

Lineer hareket denklemleri için yukarıda (Bölüm 3.1' de) [2] no.'lu denklem takımındaki X ve Y kuvvetleri ile N momenti Taylor serisine açılarak yalnızca birinci dereceden türevler alınmış ve daha yüksek dereceden türevler ihmal edilerek [3] no.'lu denklem elde edilmişti. Taylor serisine açılan X , Y ve N 'nin daha yüksek mertebedeki türevleri de [2] no.'lu denklemin sol tarafına eklenirse lineer olmayan hareket denklemleri elde edilir. Örneğin, iki parametreye bağlı bir $f[x, y]$ fonksiyonunun (a, b) noktası etrafındaki birinci dereceden Taylor serisi açılımı;

$$f(x, y) = f(a, b) + (x - a)f_x(a, b) + (y - b)f_y(a, b) \quad [20]$$

olarak verilir. Aynı fonksiyonun aynı nokta etrafındaki daha yüksek dereceden açılımları ise;

$$\begin{aligned} f(x, y) = & f(a, b) + (x - a)f_x(a, b) + (y - b)f_y(a, b) \\ & + \frac{1}{2!} [[x - a]^2 f_{xx}(a, b) + 2(x - a)(y - b)f_{xy}(a, b) \\ & + [y - b]^2 f_{yy}(a, b)] + \frac{1}{6}(\dots) + R_3 \end{aligned} \quad [21]$$

olarak verilir. Taylor serisinde arzu edilen dereceye kadar bileşen alınabilir. Dolayısıyla lineer olmayan hareket denklemleri için ne kadar yüksek hassasiyet isteniyorsa Taylor serisi açılırken o kadar ileri gidilmelidir. Ancak gemilerde iskele-sancak simetrisi olmasından dolayı r, v ve δ 'nın, X kuvveti için Taylor serisi açılırken tek dereceli tüm terimleri, Y kuvveti ve N momenti için ise çift dereceli olan tüm terimleri sıfıra eşit olur (Eloot, 2006). Böylece düşük hızlar için lineer olmayan hareket denklemlerinin üçüncü dereceden Taylor serisi açılımı şu şekilde ifade edilebilir:

$$\begin{aligned} X = & X_0 + X_u \Delta u + \frac{1}{2} X_{uu} \Delta u^2 + \frac{1}{6} X_{uuu} \Delta u^3 + \frac{1}{2} X_{vv} v^2 + \left(\frac{1}{2} X_{rr} + mx_G \right) r^2 + \frac{1}{2} X_{\delta\delta} \delta^2 \\ & + (X_{vr} + m) vr + X_{v\delta} v \delta + X_{r\delta} r \delta + \frac{1}{2} X_{vuu} v^2 \Delta u + \frac{1}{2} X_{rru} r^2 \Delta u \\ & + \frac{1}{2} X_{\delta\delta u} \delta^2 \Delta u + X_{r\delta u} r \delta \Delta u + X_{rvu} rv \Delta u + X_{v\delta u} v \delta \Delta u + X_{r\delta v} r \delta v \end{aligned} \quad [22]$$

$$\begin{aligned} Y = & Y_0 + Y_u \Delta u + Y_{uu} \Delta u^2 + Y_v v + (Y_r - mU)r + Y_\delta \delta + Y_{\delta u} \delta \Delta u + Y_{vu} v \Delta u + Y_{ru} r \Delta u \\ & + \frac{1}{2} Y_{vuu} v \Delta u^2 + \frac{1}{2} Y_{ruu} r \Delta u^2 + \frac{1}{2} Y_{\delta uu} \delta \Delta u^2 + \frac{1}{6} Y_{vvv} v^3 + \frac{1}{6} Y_{rrr} r^3 \\ & + \frac{1}{6} Y_{\delta\delta\delta} \delta^3 + \frac{1}{2} Y_{rr\delta} r^2 \delta + \frac{1}{2} Y_{vrr} vr^2 + \frac{1}{2} Y_{rvv} rv^2 + \frac{1}{2} Y_{\delta vv} \delta v^2 \\ & + Y_{vr\delta} vr \delta + \frac{1}{2} Y_{\delta\delta r} \delta^2 r + \frac{1}{2} Y_{\delta\delta v} \delta^2 v \end{aligned} \quad [23]$$

$$\begin{aligned} N = & N_0 + N_u \Delta u + N_{uu} \Delta u^2 + N_v v + (N_r - mx_G U)r + N_\delta \delta + N_{\delta u} \delta \Delta u + N_{vu} v \Delta u \\ & + N_{ru} r \Delta u + \frac{1}{2} N_{vuu} v \Delta u^2 + \frac{1}{2} N_{ruu} r \Delta u^2 + \frac{1}{2} N_{\delta uu} \delta \Delta u^2 + \frac{1}{6} N_{vvv} v^3 \\ & + \frac{1}{6} N_{rrr} r^3 + \frac{1}{6} N_{\delta\delta\delta} \delta^3 + \frac{1}{2} N_{rr\delta} r^2 \delta + \frac{1}{2} N_{vrr} vr^2 + \frac{1}{2} N_{rvv} rv^2 \\ & + \frac{1}{2} N_{\delta vv} \delta v^2 + N_{vr\delta} vr \delta + \frac{1}{2} N_{\delta\delta r} \delta^2 r + \frac{1}{2} N_{\delta\delta v} \delta^2 v \end{aligned} \quad [24]$$

Burada $\Delta u = u - U$ değerine eşittir. Abkowitz modeli olarak bilinen bu denklem sisteminde Y_v, N_v, N_r lineer manevra türevlerinin taktik çap, ilerleme, transfer, aşırı sapma açısı, doğrusal rota stabilitesi

gibi bazı manevra performans parametreleri üzerinde güçlü etkisi bulunmaktadır. N_δ , N_{vvr} , $N_{vv\delta}$ türevlerinin aşırı sapma açısı üzerinde herhangi bir etkisi yoktur. Lineer olmayan Y_{vvr} , $Y_{vv\delta}$, $N_{\delta\delta v}$ katsayıları özellikle dönme manevrasını (taktik çap) önemli ölçüde etkilemektedir. Yanal ivmeye bağlı olan lineer $N_{\dot{v}}$ türevinin sadece zigzag testinden elde edilen aşırı sapma açısı üzerinde etkisi vardır. Lineer olmayan X_{vv} , Y_{vvv} , $Y_{\delta\delta\delta}$, $Y_{\delta\delta v}$, N_{vvv} , $N_{\delta\delta\delta}$ türevlerinin ise bahsedilen manevra performans parametreleri üzerinde hiçbir etkisi bulunmamaktadır (Obreja, 2010). Fakat bahsedilen tüm bu türevlerin bazı manevra performans parametreleri üzerinde az ya da çok etkisinin bulunması bu katsayıların denklem sistemi içerisinde her zaman ihmal edilebileceği anlamına gelmemektedir.

3.3. Matematik model

Günümüzde, gemilerin manevra modellemeleri ile ilgili yapılan yeni yaklaşımlardaki asıl amaç, oluşturulan matematik modelin olabildiğince kapsayıcı olmasını sağlamaktır. Oluşturulan modeli olabildiğince basit tutarak değişik alanlardan kullanıcıların bu matematik modeli kendi problemlerine uygulayabilmelerine ve gerektiğinde kendi sonuçlarıyla karşılaştırabilmelerine olanak sağlamaktır. Matematik modelin doğruluğu ve hassaslığı, büyük ölçüde deneysel veya teorik yöntemlerle elde edilen hidrodinamik türev değerlerine bağlı olduğundan, manevra katsayılarının elde edildiği ölçülmüş kuvvet ve moment değerlerindeki doğruluk oranı problemin çözümünü doğrudan etkilemektedir. Bu yüzden çalışmalarda elde edilen kuvvet ve moment değerleri gibi işlenmemiş verilerin paylaşılması da izlenen bir yoldur.

Matematik modeller, lineer olmayan hareket denklemlerinin belirli bir dereceye kadar Taylor serisine açılmasıyla geliştirilmiştir. Araştırmacılar bu modelleri kullanarak gemilerin manevra performanslarını çeşitli testler (dönme, zigzag, durma, çıkış, spiral) ile belirleyebilmektedir. Manevra performans hesaplamaları ile ilgili literatürde yer alan çalışmalarda genellikle daha önceden önerilmiş iki farklı matematik modelden birisi tercih edilmektedir; ilk modelde Abkowitz (1964), gemiyi bir bütün olarak ele alıp hız ve dümen açısına bağlı terimleri üçüncü dereceden Taylor serisine açarak hidrodinamik kuvvetler ve momentler için lineer olmayan bir yaklaşım önermiştir.

$$\begin{aligned}
 (m - X_{\dot{u}})\dot{u} &= f_1(u, v, r, \delta) \\
 (m - Y_{\dot{v}})\dot{v} + (m x_G - Y_{\dot{r}})\dot{r} &= f_2(u, v, r, \delta) \\
 (m x_G - N_{\dot{v}})\dot{v} + (I_z - N_{\dot{r}})\dot{r} &= f_3(u, v, r, \delta)
 \end{aligned} \tag{25}$$

[25] no.'lu denklem takımında eşitliklerin sağ tarafında yer alan fonksiyonların açılımları [22], [23] ve [24] no.'lu denklemlerde gösterilmiştir. Bu matematiksel açılım literatürde Abkowitz modeli olarak bilinmektedir. Bu modelde geminin simetrik bir geometri olmasından ötürü birçok manevra katsayısı ihmal edilmekte ve çözülmesi gereken denklemler daha sade bir hal almaktadır. Abkowitz (1964) önermiş olduğu matematik modelde aşağıdaki varsayımları göz önünde bulundurarak gerekli sadeleştirmeleri yapmıştır (Fossen, 2011):

- Geminin ilerleme hızının zamana bağlı olarak değişmediği kabul edilmiştir.
- Sadece birinci mertebeden ivme terimleri modele dahil edilmiştir.
- Geminin simetri özelliğinden dolayı bazı terimler ihmal edilmiştir.
- Hız ve ivme terimleri arasında bir etkileşim olmadığı kabulü yapılmıştır.

Pervane etkisi denklemlerde açık olarak yer almasa bile u hızı yerine $(u - U)$ yazılarak pervane etkisi hareket denklemlerine dahil edilmiştir. Abkowitz modeli literatürde yer alan birçok çalışmada kullanılmıştır (Obreja vd., 2010; Cura-Hochbaum, 2011; Mucha ve Moctar, 2015; Yoon vd., 2015; Hajivand ve Mousavizdegan, 2015).

Diğer matematik model ise aşağıdaki [26] no.'lu denklemde görüldüğü üzere hidrodinamik kuvvetler ve savrulma momentini tekne, pervane ve dümen üzerinde ayrı olarak ele alan ve Abkowitz modelinden farklı olarak bunların birbirleriyle etkileşimlerini de hesaba katan modüler tipteki MMG modelidir (Ogawa ve Kasai, 1978). Bu model aşağıdaki varsayımlar göz önünde bulundurularak oluşturulmuştur (Yasukawa ve Yoshimura, 2015):

- Gemiye etkiyen hidrodinamik kuvvetlerin zamana bağlı olarak değişmediği (quasi-steady) varsayılmıştır.
- Yanal ötelenme hızının (v) ileri ötelenme hızına (u) kıyasla çok küçük olduğu kabulü yapılmıştır.
- Gemi hızının sabit ve yüksek dalga direnci oluşturmayacak mertebede olması gerekmektedir.
- Metasantr yüksekliğinin (GM) yeterli genişlikte olması gerekmektedir. Ayrıca yalpa hareketinin manevra performansı üzerindeki etkisi ihmal edilmiştir.

MMG modelinde bir gemiye manevra esnasında etkiyen kuvvetler ve moment şu şekilde ayrıştırılır:

$$\begin{aligned} X &= X_H + X_R + X_P \\ Y &= Y_H + Y_R \\ N &= N_H + N_R \end{aligned} \quad [26]$$

Burada H,R ve P indisleri sırasıyla tekne, dümen ve pervaneyi göstermektedir. Tekneye etkiyen hidrodinamik kuvvetler ve savrulma momenti,

$$\begin{aligned} X_H &= (1/2)\rho L_{pp} dU^2 X_H'(v', r') \\ Y_H &= (1/2)\rho L_{pp} dU^2 Y_H'(v', r') \\ N_H &= (1/2)\rho L_{pp}^2 dU^2 N_H'(v', r') \end{aligned} \quad [27]$$

olarak ifade edilir. Burada v' boyutsuz yanar hızı (v/U), r' ise boyutsuz açısal hızı (rL_{pp}/U) göstermektedir. X_H' kuvveti, toplam direnç katsayısının (R'_0) ve v' ile r' 'nin ikinci ve dördüncü mertebeden polinom fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. Y_H' ve N_H' ise v' ile r' 'nin birinci ve üçüncü mertebeden polinom fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$\begin{aligned} X_H'(v', r') &= -R'_0 + X'_{vv}v'^2 + X'_{vr}v'r' + X'_{rr}r'^2 + X'_{vvvv}v'^4 \\ Y_H'(v', r') &= Y'_v v' + Y'_R r' + Y'_{vvv}v'^3 + Y'_{vvr}v'^2 r' + Y'_{vrr}v' r'^2 + Y'_{rrr}r'^3 \\ N_H'(v', r') &= N'_v v' + N'_R r' + N'_{vvv}v'^3 + N'_{vvr}v'^2 r' + N'_{vrr}v' r'^2 + N'_{rrr}r'^3 \end{aligned} \quad [28]$$

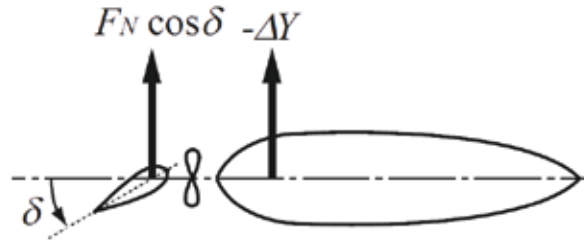
Diğer bir kuvvet bileşeni olan pervane kaynaklı ileri öteleme kuvveti ise,

$$X_P = (1 - t_p)T \quad [29]$$

olarak ifade edilir. Burada T itme, t_p ise itme azalması katsayısıdır. Dümene etkisi burada dahil edilmemiş olup aşağıda gösterildiği gibi X_R, Y_R, N_R olarak ayrıca ele alınmıştır.

$$\begin{aligned} X_R &= -(1 - t_R)F_N \sin \delta \\ Y_R &= -(1 + a_H)F_N \cos \delta \\ N_R &= -(x_R + a_H x_H)F_N \cos \delta \end{aligned} \quad [30]$$

Burada F_N kuvveti dümene yüzey normali yönünde etkiyen kuvvettir. Şekil 3'te F_N kuvvetinin yatay bileşeni ve bu bileşenin tekneye etkiyen yanal öteleme kuvvetine (Y) olan etkisi gösterilmiştir. [30] no.'lu denklemde yer alan t_R dümene direnci azalma katsayısını, a_H dümene kuvveti artış faktörünü, x_R dümene tekne üzerindeki boyuna konumunu ve x_H ek yanal kuvvet bileşeninin konumunu göstermektedir. a_H teriminin deneysel çalışmalar sonucunda yaklaşık 0.3-0.4 olarak hesaplandığı, x_H değerinin ise yaklaşık $-0.45L_{pp}$ büyüklüğünde olduğu belirtilmiştir (Yasukawa ve Yoshimura, 2015). Her bir terimin elde edilme yöntemi Yasukawa ve Yoshimura (2015)'de ayrıntılı olarak verilmiştir. Araştırmacılar tarafından sıklıkla kullanılan bu iki farklı matematik modelden (Abkowitz ve MMG) hangisinin daha doğru ve hassas sonuçlar verdiği ile ilgili şu ana kadar kesin bir şey söylenmemiştir.



Şekil 3. Dümene yüzey normali yönünde etkiyen kuvvetin yatay bileşeni ve bu bileşenin tekneye etkiyen yanal kuvvette (Y) oluşturduğu değişim (Yasukawa ve Yoshimura, 2015).

SHT'ler ile gerçekleştirilen dönme ve zigzag manevralarının matematik modeller kullanılarak sayısal olarak da hesaplanması mümkündür. İncelenen bir gemiye ait manevra türevleri belirli bir hızda sayısal veya deneysel olarak bir defa elde edildikten sonra [25] no.'lu denklemde gösterilen ve diferansiyel denklem formatında olan hareket denklemleri "Runge-Kutta" veya "Euler" gibi sayısal integrasyon yöntemleriyle çözülerek her bir zaman adımı için $u(t)$, $v(t)$ ve $r(t)$ hızları elde edilir. Daha sonra elde edilen hızlar tekrar integre edilerek geminin o anki konumları ve pruva açısı,

$$\begin{aligned} x(t) &= \int_0^t [u(t)\cos\psi(t) - v(t)\sin\psi(t)]dt \\ y(t) &= \int_0^t (u(t)\sin\psi(t) + v(t)\cos\psi(t))dt \\ \psi(t) &= \int_0^t r(t)dt \end{aligned} \quad [31]$$

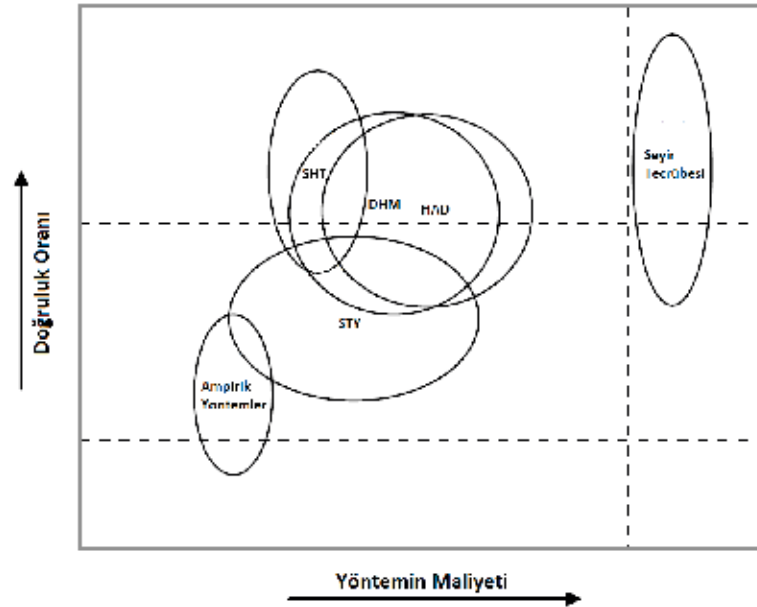
elde edilmiş olur.

4. Manevra performansı hesaplama yöntemleri

Manevra türevleri, diğer adıyla hidrodinamik katsayılar, bir geminin manevra performansını belirleyebilmek için bilinmesi gereken değişkenlerdir. Başka bir deyişle bu değişkenler, gemiye seyir tecrübesi ya da serbest hareketli model testi yaptırılmadıysa, dönme yarıçapı, taktik çap, ilerleme, transfer ve aşırı sapma açısı gibi manevra performansına ait özellikleri belirleyebilmek için kullanılan matematik model içerisindeki bilinmeyen parametrelerdir. [32] no.'lu denklemde görüleceği gibi manevra türevleri, gemi üzerinde oluşan hidrodinamik kuvvetler veya savrulma momentinin bağlı eksen takımındaki hız veya ivmelere göre değişimini ifade eder;

$$\frac{\partial(X, Y, N)}{\partial(u, \dot{u}, v, \dot{v}, r, \dot{r})} \quad [32]$$

Hidrodinamik katsayılar geminin formuna ve ilerleme hızına (U) bağlı olarak değişir. Bundan dolayı manevra türevleri genellikle gemilerin servis hızlarına karşılık gelen hızlarda, sayısal ya da deneysel çalışmalar yapılarak belirlenir. Manevra türevleri, hidrodinamik kuvvetler veya momentin yerel hız ya da ivmeye göre değişimini ifade ettiği için çok küçük mertebelerdedirler ve manevra performansının doğru bir şekilde belirlenebilmesi için bu türevlere ait hesapların yüksek hassasiyetle yapılması gerekir. Aksi takdirde geminin manevra performansı doğru bir şekilde belirlenemez. Manevra performansı belirlenirken kullanılan yöntemlerin uygulanmasındaki maliyete karşılık elde edilen doğruluk oranları SIMMAN 2008 çalıştayında belirlenmiştir (ITTC-Maneuvering Committee, 2008). Şekil 4'te gösterilen doğruluk oranları kesinlik arzetmemekle birlikte farklı enstitülerin belirli bir yöntem ve gemi modeline göre olan tecrübelerine dayanılarak belirlenmiştir.



Şekil 4. Ampirik, sayısal ve deneysel yöntemlerin manevra performansı tahminlerindeki doğruluk oranları (ITTC-Maneuvering Committee, 2008).

Gemilerin manevra performanslarını belirleyebilmek için literatürde yer alan çalışmalarda genellikle dört farklı yöntem kullanılmıştır. Birincisi, ön dizayn aşamasında hızlı ve pratik olması nedeniyle kullanılan ampirik-yarı ampirik ifadeler, ikincisi lineer olmayan etkilerin de doğası gereği probleme dahil edildiği ve genellikle en güvenilir sonuçların alındığı deneysel yöntemler, üçüncüsü deneysel yöntemle elde edilmesi zor olan ve tekne etrafındaki hız, basınç, girdap vb. alanlarının görsel olarak

incelenebildiği sayısal yöntemlerdir. Dördüncü yöntem ise son yıllarda popülerliği gittikçe artan ve sonuçların daha hızlı alınabildiği Sistem Tanılama Yöntemleridir (STY). İstatistiksel teoriyi temel alan bu yöntemde deneysel veya sayısal olarak elde edilmiş anlık sonuçlar kullanılarak manevra katsayıları daha kısa sürede hesaplanabilmektedir.

4.1. Ampirik/Yarı Ampirik Yöntemler

Ampirik ve yarı-ampirik yöntemler genellikle ön dizayn aşamasında deney ve tecrübe seferlerine dayalı olarak kullanılmaktadır. Bu yöntemler genellikle geminin ana boyutları ve tekne form özelliklerinin bir fonksiyonu olacak şekilde ifade edilirler. Yarı ampirik ifadeler geminin dönme manevrası veya doğrusal rota kabiliyeti hakkında sadece yüzeysel bilgi verir ve bundan dolayı hassasiyetleri düşüktür. Bu tür ifadeleri kullanırken yöntemin kullandığı sınırlar içerisinde kalmaya oldukça dikkat edilmelidir. Aksi takdirde hatalı sonuç elde etme riski yüksektir. Şekil 5'te gösterilen manevra türevleri elde edilirken geminin ana boyutları cinsinden ifade edilen formüller kullanılmıştır. Bu formüllerde kullanılan temel yaklaşımlar genellikle dilim teorisi, yarı ampirik metotlar veya çoklu regresyon analizleridir (Wagner Smitt, 1971, Norrbın, 1970, Clarke vd., 1982, Inoue vd. 1981). Regresyon analizleri, iki ya da daha çok değişken arasındaki ilişkiyi ölçmek için kullanılan bir analiz metodudur. Eğer tek bir değişken kullanılarak analiz yapılıyorsa buna tek değişkenli regresyon, birden çok değişken kullanılıyorsa çoklu regresyon analizi adı verilir. Bu yöntem manevra katsayılarını tekne ana boyutları cinsinden ifade eden formüllerin elde edilebilmesine olanak sağlar ancak yine de elde edilen sonuçlar genellikle tatmin edici olmamaktadır. Geniş aralığa sahip formülasyonların türetildiği çalışmalarda istenilen derecede doğru sonuçlar elde edilebilmesi için çok fazla sayıda verinin kullanılması gereklidir. Bu da hem zaman hem de maliyet açısından her zaman mümkün olmayabilir. Bunun yerine belirli bir gemi modeli için türetilen spesifik formülasyonların genel ifadelerle kıyasla daha hassas ve doğru sonuçlar vereceği söylenebilir.

Wagner Smitt	Norrbın	Clarke	Inoue
$Y'_v / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = 1.59$	$Y'_v / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = 1.69 + 0.08 \frac{C_B B}{\pi T}$	$Y'_v / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = 1 + 0.4 C_B \frac{B}{T}$	$Y'_v / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = 1 + \frac{1.4}{\pi} C_B \frac{B}{T}$
$Y'_r / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = -0.32$	$Y'_r / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = -0.645 + 0.38 \frac{C_B B}{\pi T}$	$Y'_r / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = -\frac{1}{2} + 2.2 \frac{B}{L} - 0.08 \frac{B}{T}$	$Y'_r / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = -\frac{1}{2}$
$N'_v / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = 0.62$	$N'_v / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = 0.64 - 0.04 \frac{C_B B}{\pi T}$	$N'_v / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = \frac{1}{2} + 2.4 \frac{T}{L}$	$N'_v / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = \frac{2}{\pi}$
$N'_r / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = 0.21$	$N'_r / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = 0.47 - 0.18 \frac{C_B B}{\pi T}$	$N'_r / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = \frac{1}{4} + 0.039 \frac{B}{T} - 0.56 \frac{B}{L}$	$N'_r / -\pi \left(\frac{T}{L} \right)^2 = \frac{1.04}{\pi} - \frac{4 T}{\pi L}$

Şekil 5. Lineer manevra türevi hesabı için gemi ana boyutları ve form katsayısına bağlı olarak verilen ampirik ifadeler (TMMOB Gemi Mühendisliği El Kitabı, 2011).

Yasukawa ve Yoshimura (2014) manevra problemine yalpa etkisini de dahil ederek üç farklı gemi formunun (yük gemisi, araba gemisi ve yolcu gemisi) doğrusal rota stabiliteilerinin tahmini için [33] no.'lu denklemde görüldüğü gibi bir ampirik formül önermişlerdir:

$$C'_\phi = C' - l' (Y'_v N'_\phi - Y'_\phi N'_v) \frac{Fr^2}{GM'} \quad [33]$$

Burada, C' geminin normal doğrusal rota stabilitesi kriterini, $Y'_v, N'_\phi, Y'_\phi, N'_v$ ifadeleri yanal hız ve yalpa açısına bağlı lineer manevra türevlerini, l' ise yanal kuvvetin tekneye etkidiği alanın düşey

uzunluğunu göstermektedir. $C'_0 > C'$ olma durumunda geminin doğrusal rota stabilitesine sahip olacağını belirtmişlerdir. Başka bir çalışmada ise Zelazny (2014), küçük dümen açılarında ($\delta < 3^\circ$) dümene etkiyen kuvvetleri ve momentini hesaplayabilmek için 129 farklı geminin bilgilerini (dümen alanı, gemi boyu, su çekimi) kullanarak [34] no.'lu denklemdeki ampirik yaklaşımı geliştirmiş ve bu yaklaşımın ön dizayn aşamasında tanker, kuru yük ve konteyner gemilerinde küçük dümen açıları için kullanılabileceğini belirtmiştir.

$$X_R = |(0.0194 \cdot L \cdot T + 2.1874) \cdot c \cdot (a + b \cdot V)^2 \sin^2 \delta_R|$$

$$Y_R = \frac{1}{2} (1.14 - 0.6 \cdot C_B) \cdot (0.0194 \cdot L \cdot T + 2.1874) \cdot c \cdot (a + b \cdot V)^2 \sin 2\delta_R \quad [34]$$

$$M_R = -\frac{1}{4} L (1.14 - 0.6 \cdot C_B) \cdot (0.0194 \cdot L \cdot T + 2.1874) \cdot c \cdot (a + b \cdot V)^2 \sin 2\delta_R$$

Burada L gemi boyu, T su çekimi, V gemi servis hızı, C_B gemi blok katsayısı ve δ_R dümen açısıdır. a, b ve c katsayıları ise kuru yük ve konteyner gemileri için Tablo 2'deki gibi verilmiştir;

Tablo 2. Farklı formdaki gemiler için a, b ve c katsayıları (Zelazny, 2014).

	a[m/s]	b[-]	c[kg/m ³]
Kuru yük gemisi	4.252	0.262	1.350
Konteyner gemisi	5.333	0.329	1.394

[33] ve [34] no.'lu denklemlerde örnek olarak gösterilen ampirik yaklaşımların diğer yöntemlere göre bazı avantaj ve dezavantajları şu şekilde sıralanabilir:

Avantajları;

- Kullanımı hızlı ve maliyeti düşüktür.
- Farklı gemi formları için (küçük açılarda) kolayca tekrarlanabilme özelliğine sahiptir.
- Kullanılan matematik modelin türüne göre ampirik yöntemler zigzag ve dönme testi simülasyonları için kullanılabilir.

Dezavantajları;

- Sonuçların doğruluğu regresyon sınırlarıyla sabittir.
- Bu yöntemde genellikle manevra kabiliyeti için önemli olan tekne formunun detayları dikkate alınmaz.
- Aksi belirtilmediği takdirde ampirik yöntemler sakin suda ve sonsuz derinlikte verilirler. Dolayısıyla dalgalı denizlerde veya sığ sularda ampirik yöntemlerin yetersiz kalması muhtemeldir.

4.2. Viskoz hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), iç ve dış akışlarda cisim ile akışkan arasında etkileşim olan tüm fiziksel problemlerin, kütle-momentum-enerji korunumu denklemleri kullanılarak sayısal olarak modellenmesidir. Bu yöntemle hız, basınç, sıcaklık dağılımları, direnç ve kaldırma kuvvetleri, girdaplılık, türbülans parametreleri, akım hatları, vb. birçok akış özelliklerinin detaylı bir şekilde incelenmesi mümkündür. HAD yönteminde çözüm yapılmadan önce geometri için uygun bir kontrol

hacmi belirlenerek bu hacim daha küçük alt kontrol hacimlerine bölünür. Daha sonra çözülecek olan hareket denklemleri oluşturulan ağ örgüsüne uygun bir biçimde ayrıklaştırılır. Kısmi diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılması ile cebirsel denklem sistemleri (matris formu) elde edilmiş olur. Son olarak elde edilen denklemler tüm hesaplama bölgesi için sayısal olarak çözümlenir (Ünal, 2016).

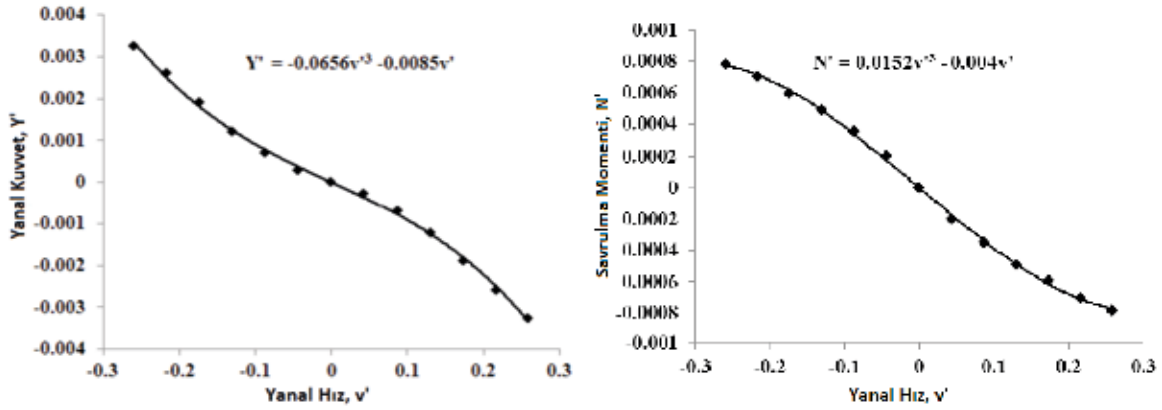
Son yıllarda viskoz HAD yöntemleri ile modellenen manevra simülasyonlarının pahalı ve uzun zaman alabilen deneylerin yerine geçerli bir alternatif olarak kullanılması fikri birçok araştırmacı tarafından benimsenmiştir. Örneğin tekne-pervane-dümen etkileşimi gibi kompleks fiziksel olayların olduğu akışlarda tekne etrafındaki akışın manevra performansını nasıl etkilediği HAD yöntemi ile hem sayısal hem de görsel olarak incelenebilmektedir. Bu yöntem ile geminin manevra performansı düzlemsel hareket mekanizması testi (PMM tests) simülasyonları modellenerek ya da doğrudan (free running tests) standart manevra testlerinin (dönme, zigzag, durma) simülasyonları gerçekleştirilerek belirlenebilir. Ancak doğrudan gerçekleştirilen serbest hareketli test (SHT) simülasyonlarından sonuç almak için gerekli olan sürenin düzlemsel hareket mekanizması (DHM) testi simülasyonlarına kıyasla yaklaşık 50 kat daha fazla olduğu belirtilmiştir (Oldfield vd., 2015). HAD yöntemi için bir diğer önemli konu ise çekme tankları veya model havuzlarında yapılan manevra deneyleri ile karşılaştırıldığında, doğruluk-maliyet oranı açısından avantajlı olmasıdır. Ancak HAD yöntemi her ne kadar uygulama kolaylığı ve maliyeti açısından elverişli olsa da ele alınan çift fazlı gemi problemlerinin karmaşıklığından ötürü uygulanan basitleştirme ve sadeleştirmeler nedeniyle güvenilirliği tam anlamıyla sağlanamamıştır. Şekil 5'te görüldüğü gibi 2008 yılında düzenlenen SIMMAN çalıştayında birçok araştırmacı tarafından farklı test gemi modelleri kullanılarak çift fazlı akışta (serbest su yüzeyi etkileri dahil edilerek) farklı viskoz HAD çözücülerine elde edilen kuvvet, moment ve manevra türevleri sonuçlarındaki ortalama bağıl hatalar karşılaştırılmıştır (Stern vd., 2011). HAD yöntemi ile yapılacak olan çalışmalarda elde edilen sonuçlardaki bağıl hatalar Şekil 6'da verilen hata mertebeleri göz önüne alınarak değerlendirilebilir. SIMMAN 2008 çalıştayında elde edilen sonuçlar için verilen hata mertebeleri incelendiğinde takıntılı form için bulunan bağıl hata büyüklüklerinin takıntısız forma göre daha fazla olduğu görülmektedir. Hatalardaki artışın nedeni olarak takıntıların etrafındaki kompleks akış alanının ve oluşan girdapların yeterli sayıda ve sıklıkta ağ elemanı ile temsil edilememesi veya uygun sayısal yaklaşımların (DES veya LES gibi) kullanılmamış olmasından dolayı gerçekleştiği söylenebilir. Ayrıca dinamik testlerden elde edilen kuvvet ve moment sonuçlarındaki bağıl hatalar statik sürüklenme testindeki hatalara göre daha fazla bulunmuştur. Dinamik testlerde dönme hareketinin de probleme dahil olmasıyla birlikte kuvvetler ve momentteki lineer olmayan etkilerin artış göstermesinin hatalardaki artışa neden olduğu söylenebilir. Genellikle ileri öteleme kuvveti (X) için bulunan bağıl hatalar yanal öteleme kuvveti ve savrulma momentine nazaran daha fazla çıkmıştır. Salt yanal öteleme ve salt savrulma testinde elde edilen lineer manevra türevlerinde ortalama bağıl hata sırasıyla %8 ve %23 civarındayken lineer olmayan manevra türevlerinde bu oran %49 ve %32 seviyelerine çıkmıştır.

Test Türü	Referans Model	E _X %D	E _Y %D	E _N %D	Lineer Manevra Türevleri		Lineer olmayan Manevra Türevleri %D	
					Y%D	N%D		
Statik Dümen	KVLCC1, $\delta = 10^\circ$	3.5	59.7	-21.3	10-20	60		
	KVLCC2, $\delta = 10^\circ$	50.8	50.1	-36.5	14	58		
	Ortalama	27	55	-29	15	59		
Statik Sürüklenme	KVLCC1, $\beta = 0^\circ$	14.6	-	-	10-20	60		
	KVLCC1, $\beta = 12^\circ$	-14.4	-7.3	-11.9				
	KVLCC2, $\beta = 0^\circ$	-19.3	-	-	14	58		
	KVLCC2, $\beta = 12^\circ$	23.1	2.6	11.6				
	5415, $\beta = 10^\circ$	-14.3	4.1	8.9				
	5415 <i>takıntılı</i> , $\beta = 10^\circ$	-23.1	-14.4	11.9				
	Ortalama	18	7	10	15	59		
Salt Yanal Ötelenme	KVLCC1	22	10	10	7.7			65
	KVLCC2	18.6	11.3	11.3	5.8			75
	KCS				9.3	4.3		
	5415 <i>takıntısız</i>	23.6	9.7	9.7	6.9		30	
	5415 <i>takıntılı</i>	21	30.5	30.5	15		25	
	Ortalama	21.3	15.4	15.4	8		49	
Salt Savrulma	KVLCC1	38.3	20	20	19		50	
	KVLCC2	35.3	22.3	22.3	18		24	
	KCS				103.9	36.0		
	5415 <i>takıntısız</i>	20.5	21	21	16		-	
	5415 <i>takıntılı</i>	37	40	40	38		22	
	Ortalama	33	26	26	23		32	

Şekil 6. SIMMAN2008 çalıştayında HAD yöntemiyle elde edilen sonuçlardaki ortalama bağıl hatalar (Stern vd., 2011).

Günümüzde araştırmacılar manevra problemlerini çözebilmek için genellikle ANSYS Fluent, Star-CCM+, Numeca-FineMarine, vb. ticari viskoz akış çözücülerini kullanmaktadır [Ansys Inc, ANSYS Fluent; CD-Adapco, Star-CCM+; Numeca, FINE/Marine]. Bunun yanı sıra son zamanlarda manevra simülasyonları OpenFOAM gibi derlenmiş açık-kaynak kod kütüphaneleri kullanılarak da yapılmaya başlanmıştır (Hajivand ve Mousavizadegan, 2015; Shen ve Korpus, 2015). Viskoz akış çözücülerinde problemin fiziği modellenirken DNS (Direct Numerical Simulation), DES (Detached Eddy Simulation), LES (Large Eddy Simulation) ve RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) gibi farklı yaklaşımlar kullanılmaktadır. Bu yaklaşımlardan DNS, DES ve LES yöntemlerinde belirli bir türbülans modeli kullanılmadığı için ağ örgüsü elemanlarının boyutları çok küçük mertebelere düşer ve ağ elemanı sayısı çok fazla arttığı için yüksek bilgisayar gücü gerektirirler.

Viskoz HAD yöntemi ile statik ve dinamik DHM testleri gerçekleştirilerek önce gemiye etkiyen kuvvetler ile momentin hesaplanması gerekir. Statik sürüklenme testinden elde edilen manevra katsayılarını hesaplayabilmek için öncelikle farklı sürüklenme açılarında (β) tekne üzerinde oluşan kuvvetler ve momentler hesaplanır ve buna bağlı olarak bir kuvvet, moment (X,Y,N)-sürüklenme açısı (β) eğrisi oluşturulur. Hıza bağlı manevra türevlerini elde edebilmek için lineer bir yaklaşım ($U \sin \beta$) ile β açısından yanal hıza (v) geçiş yapılır. Daha sonra X-v, Y-v ve N-v grafikleri oluşturularak işaretlenen noktalara Şekil 7'de görüldüğü gibi üçüncü dereceden eğriler uydurulur (curve fitting) ve böylece eğri denkleminde yer alan katsayılar bulunarak manevra türevleri elde edilmiş olur.



Şekil 7. Manevra türevlerinin elde edilebilmesi için oluşturulan örnek Y-v ve N-v grafikleri (Shenoi, R., 2013).

Dinamik testlerde de benzer prosedür takip edilerek yanal-açısal hız ve ivmelere karşılık gelen bağlı eksen takımındaki kuvvetler ve moment okunarak grafik üzerinde işaretlenir. Ancak geminin frekans ve genliğe bağlı olarak harmonik hareket yaptığı dinamik testlerde manevra türevlerini hesaplayabilmek için yanal-açısal hız ve ivme değerleri Tablo 3'te gösterildiği gibi hesaplanmalıdır.

Tablo 3. Dinamik testlerde yanal genlik, rota açısı, yanal-açısal hız ve ivme değerlerinin bulunması

Salt Yanal Ötelenme Testi	Salt Savrulma Testi	Savrulma ve Sürüklenme Testi
$y = -y_{maks} \sin \omega t$	$\psi = -\psi_{maks} \cos \omega t$ $\psi_{maks} = \frac{y_{maks} \omega}{U}$	$\psi = -\psi_{maks} \cos \omega t + \beta$ $\psi_{maks} = \frac{y_{maks} \omega}{U}$
$v = -v_{maks} \cos \omega t$ $v_{maks} = y_{maks} \omega$	$r = r_{maks} \sin \omega t$ $r_{maks} = \psi_{maks} \omega$	$v = U \sin \beta$
$\dot{v} = \dot{v}_{maks} \sin \omega t$ $\dot{v}_{maks} = y_{maks} \omega^2$	$\dot{r} = \dot{r}_{maks} \cos \omega t$ $\dot{r}_{maks} = \psi_{maks} \omega^2$	-

Burada y geminin anlık harmonik hareket genliğini, v ve r anlık yanal ve açısal hızları, \dot{v} ve \dot{r} anlık yanal ve açısal ivmelenmeyi, ψ ise geminin anlık rota açısını göstermektedir.

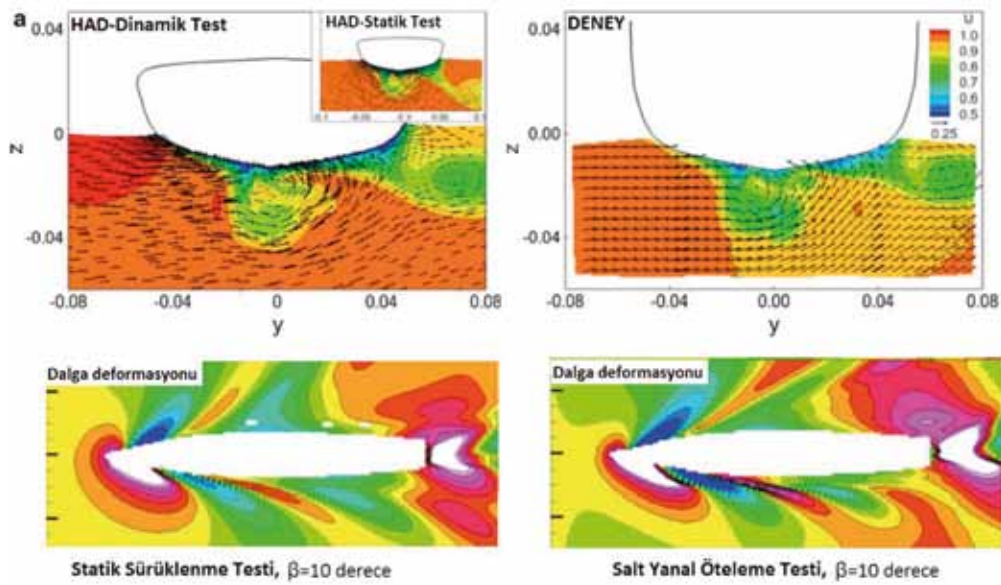
Yanal hıza hıza bağlı türevleri (Y_v , N_v) dinamik testler ile de bulmak mümkündür ancak modelin harmonik hareket yaptığı dinamik testler frekansa bağlı olduğu için statik sürüklenme testi ile elde edilen hıza bağlı türevlerin daha doğru olabileceği belirtilmiştir (Hajivand ve Mousavizadegan, 2015). Başka bir çalışmada gemi modelinin sinusoidal bir rotayı takip ettiği dinamik testlerde frekansa bağlı olarak belirlenen yanal hareket genliğinin de manevra türevlerine etkisinden bahsedilmiştir (Coe ve Neu, 2012). Lineer olmayan manevra türevleri için uyduzulan eğrilerin yine aynı noktalardaki daha yüksek dereceden türevlerine bakılmalıdır. Birleşik manevra türevlerini (coupled derivatives) elde edebilmek için ise diğer testlerden farklı olarak statik sürüklenme-dümen, dinamik savrulma-sürüklenme, dinamik savrulma-dümen gibi testlerin yapılması gerekmektedir. Tablo 4'te lineer manevra türevleri ve bu türevleri elde edebilmek için hangi testlerin yapılması gerektiği gösterilmiştir.

Tablo 4. HAD yöntemi ile lineer manevra türevlerini hesaplamak için yapılması gereken testler.

Lineer Manevra Türevleri	Statik sürüklenme testi	Statik dümen testi	Salt yanal ötelenme testi	Salt savrulma testi
Y_v	+	-	+	-
N_v	+	-	+	-
$Y_{\dot{v}}$	-	-	+	-

$N_{\dot{v}}$	-	-	+	-
Y_r	-	-	-	+
N_r	-	-	-	+
$Y_{\dot{r}}$	-	-	-	+
$N_{\dot{r}}$	-	-	-	+
Y_{δ}	-	+	-	-
N_{δ}	-	+	-	-

HAD yöntemi ile manevra türevlerini elde etmenin yanı sıra Şekil 8’de görülebileceği gibi bir geminin manevrası esnasında etrafında oluşan dalga deformasyonlarını ve ani dönüşlerde teknenin herhangi bir bölgesindeki hız ve girdap dağılımlarını da detaylı bir şekilde görselleştirmek mümkündür.

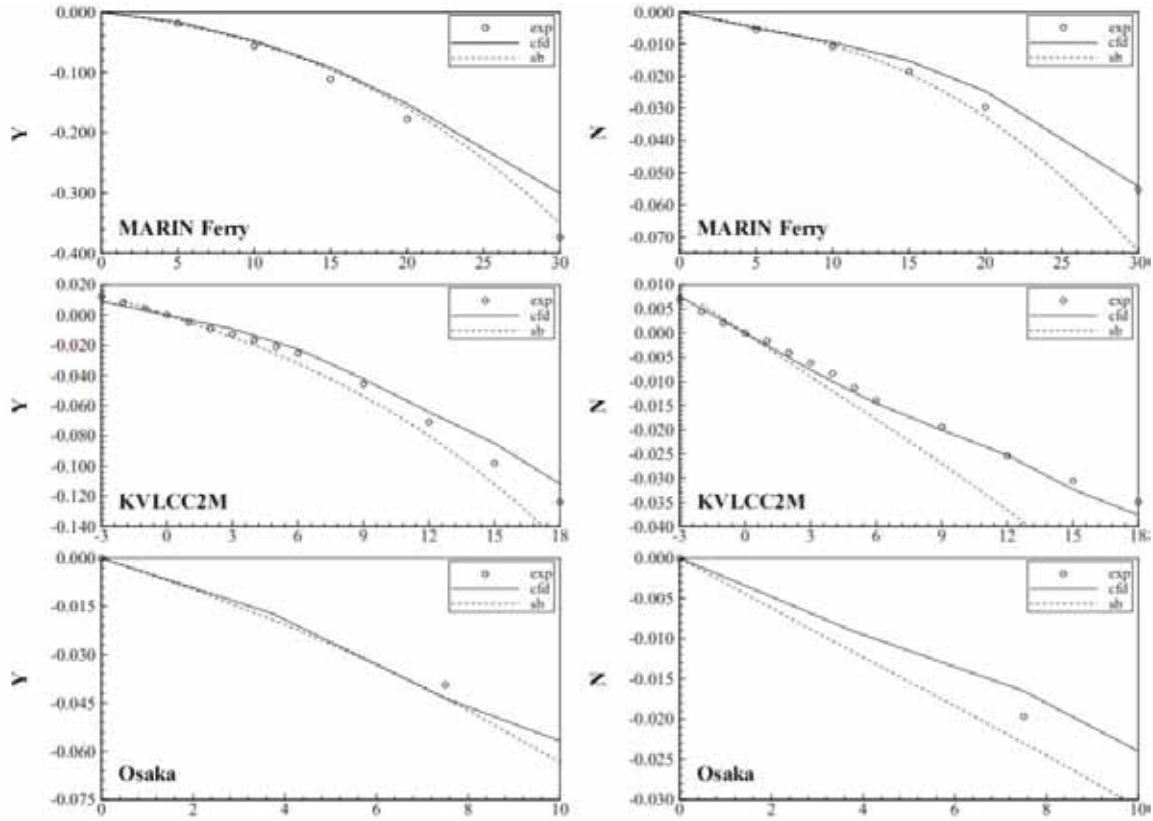


Şekil 8. Eksenal hız dağılımları ve dalga deformasyonlarının HAD yöntemi kullanılarak görselleştirilmesi (Sakamoto vd., 2012).

4.3. Viskoz Olmayan Yöntemler

Manevra yapan bir gemiye etki eden hidrodinamik kuvvetleri ve momentleri hesaplayabilmek için viskoz HAD çözücülerinin yanı sıra viskoz olmayan çözücülerden de faydalanılabilir. Viskoz olmayan yöntemler narin gövde yöntemi (slender body method) ve sınır elemanları/panel yöntemlerini (boundary element method) içerir. Bu yöntemleri kullanarak araştırmacılar tarafından gemilerin manevra performansları tahmin edilmeye çalışılmıştır. Toxopeus (2006), narin gövde yöntemi ile beş farklı referans gemi modeline (KVLCC2, Seri-60, MARIN Ferry, Osaka, HTC) etkiyen kuvvet ve momentleri hesaplamış ve lineer manevra türevlerini elde etmiştir. Şekil 9’da görüleceği gibi farklı sürüklenme açıları için potansiyel yöntemle bulunmuş olan yan kuvvet ve savrulma momenti sonuçları viskoz HAD ve deney sonuçlarıyla karşılaştırmış ve sonuçların genel olarak uyumlu olduğu belirtilmiştir. Sadece savrulma momenti (N) bulunurken potansiyel teori geminin baş bölgesinde ek-kütle dağılımını normalden fazla hesapladığı için moment sonuçlarının da deneye göre biraz fazla çıktığı belirtilmiştir. Benzer bir çalışmada Wigley test modelinin manevra katsayıları yüksek mertebeli Rankine panel yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır (Wang ve Zou, 2006). Bu çalışmada DHM testlerinin küçük genliklerde sayısal olarak çözümlenebilmesi için problem frekans tabanında ele alındığı belirtilmiştir. Elde edilen manevra katsayıları ile Wigley modelinin dinamik stabilitesi

değerlendirilmiştir. Dinamik stabilitenin incelendiği bir başka çalışmada ise 4SD'ye sahip tek gövdeli bir deplasman gemisinin analizi için hidrodinamik özellikleri gemi ile benzer olan düz bir plaka seçilerek bu plaka üzerinde lineer Rankine panel yöntemi kullanılmış ve farklı hızlarda ve frekanslarda ek kütle ve sönüm katsayıları hesaplanmıştır (Ommani ve Faltinsen, 2013). Lineer dinamik stabilite analizinin yapıldığı bu çalışmada, hidrodinamik özellikleri gemi ile benzer olan bir düz plaka kullanılmış olmasına rağmen sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğu belirtilmiştir.



Şekil 9. Potansiyel teori ile elde edilen yanal kuvvet ve savrulma momenti sonuçlarının viskoz HAD ve deney sonuçlarıyla karşılaştırılması (Toxopeus, 2006).

Potansiyel teori ile serbest su yüzeyi etkilerinin probleme dahil edildiği gemi manevra problemlerinin yanı sıra tamamen suya batmış cisimlere etkileyen hidrodinamik kuvvet ve momentler de hesaplanabilir. Hong (2007)'nin çalışmasında, üç boyutlu panel yöntemi ile derin suda tamamen batmış bir cisim için kaynak tekilliklerinin dağılımı kullanılarak cisme etkileyen düşey kuvvet ve baş-kıç vurma momenti hesaplanmıştır. Sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğu belirtilmiştir. Buradan dalga deformasyonlarının az olduğu düşük hızdaki durumlarda gemi modelleri için de sınır elemanları (panel) yöntemlerinin (SEY) kullanılabilceği çıkarımı yapılabilir.

SEY ile serbest su yüzeyi üzerinde veya altında ilerleyen iki veya üç boyutlu cisimlere etkileyen dalga direncinin hesaplandığı bazı çalışmalar literatürde mevcuttur (Bal, 2008a; Bal, 2008b; Uslu ve Bal, 2008). Yapılan bu çalışmalarda dalga sebebiyle oluşan kuvvetlerin SEY ile doğru bir şekilde hesaplanabildiği görülmüştür. Aynı yöntemi ile dalgalı sularda manevra yapan bir gemi üzerine etkileyen hidrodinamik kuvvet ve momentlerin hesaplandığı çalışmaların son yıllardaki artışı göze çarpmaktadır (ITTC-Maneuvering Committee, 2017). Örneğin, Subramanian ve Beck (2015) bir geminin dalgalı sudaki manevrasını inceleyebilmek için dilim teorisine (strip theory) dayanan zaman tabanlı (time-domain) bir yöntem geliştirmişlerdir. Lineerleştirilmiş serbest su yüzeyi sınır koşulları ile birlikte Laplace denklemini çözebilmek için sınır integral tekniğini kullanmışlardır. Bu çalışmada lineer

olmayan etkiler de probleme dahil edilerek S-175 test modelinin farklı dalga boyları ve geliş açıları için düzenli dalgalarda dönme manevrası gerçekleştirilmiş ve sayısal sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların makul ölçüde deneysel verilerle uyduğu belirtilmiştir. Aynı gemiyi kullanan ve düzenli dalgalarda manevra problemini inceleyen bir başka çalışmada ise dalgaları baş taraftan alan ve sabit hızla ilerleyen geminin, iki boyutlu dilim teorisi kullanan bir program ile manevra türevleri hesaplanarak dönme ve zigzag manevraları farklı dalga boyları ve dalga yükseklikleri için hesaplanmıştır (Veedu ve Krishnankutty, 2016). Yapılan bu çalışmada sonuç olarak Tablo 5'ten de görülebileceği gibi geminin dönme veya zigzag manevrası yaparken genellikle dalganın ilerleme yönünde sürüklendiği ve dalga yüksekliği arttıkça gemi sürüklenme miktarının, yanal hareketin (transfer) ve taktik çapın arttığı belirtilmiştir. Ayrıca $\lambda/L=3$ 'e kadar dönme yarıçapının arttığı, bu değerden daha büyük dalga boylarında ise dönme yarıçapının azaldığı sonucuna varılmıştır.

Tablo 5. Farklı dalga boyu ve yüksekliklerinde elde edilen dönme manevrası parametreleri (Veedu ve Krishnankutty, 2016).

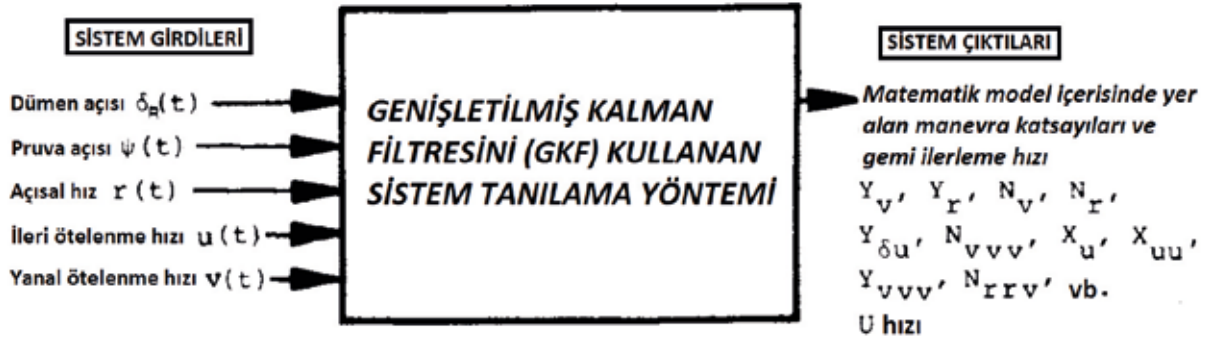
Dönme Manevrası	Sakin Su(m)	Dalga Yüksekliği, H(m)					Dalga Boyu/Gemi Boyu (λ/L)						
		1	1.5	2	2.5	3	0.5	1	1.5	3	4	5	6
Dönme Yarıçapı	155	145	150	156	164	104	149	145	170	235	220	191	180
Transfer	132	87	90	94	99	93	84	87	99	93	90	89	85
İlerleme	444	331	332	335	338	331	331	331	333	336	333	333	336
Taktik Çap	363	320	331	345	363	343	312	320	337	345	332	330	332

4.4. Sistem tanılama yöntemleri

Sistem tanılama yöntemleri (System Identification Methods) dinamik bir sistemin, deneysel veriler kullanılarak, istatistiksel yöntemler ile matematiksel modelinin çıkartılması olarak tanımlanabilir. Bu yöntemde hareketli bir sistemin matematik modeli (hareket denklemleri) gerçek sistemden alınan giriş-çıkış ölçümleriyle bulunmaktadır. Sistem tanılama yönteminin (STY) asıl amacı, belirli bir sistemdeki veri giriş-çıkışı ilişkisinden, daha sonra sistem üzerinde tekrar yapılacak çalışmalarda kullanılabilecek güvenilir bir matematiksel model kurmaktır. Gemi manevra problemlerinde ise manevra testlerinden elde edilen zamana bağlı sonuçlar (anlık konum, pruva açısı vs.) kullanılarak matematiksel bir model oluşturulur. Oluşturulan matematiksel model sonrasında giriş dataları değiştirilerek yeni çıkışlar incelenebilir. Bu tip sistem tanılama işlemleri yapılırken "Matlab Simulink Identification Toolbox" kullanılabilir. Yöntemin doğru bir şekilde uygulanabilmesi için testlerin yeterince geniş hız aralığı, sürüklenme açısı, dümen açısı ve açısal hızlarda yapılması gerektiği tavsiye edilmiştir (ITTC-Maneuvering Committee, 2008).

STY'lerde seyir tecrübesi sonuçları kullanılarak tam ölçekli bir geminin manevra performans parametreleri de elde edilebilir. Örneğin Abkowitz (1964), Genişletilmiş Kalman Filtresini (Extended Kalman Filter) kullanarak ESSO OSAKA test gemisinin seyir tecrübesi sonuçlarına STY yaklaşımını başarılı bir şekilde uygulamıştır. Bu çalışmada Abkowitz'in manevra katsayılarını elde edebilmek için kullandığı STY prosedürü Şekil 10'da şematik olarak gösterilmiştir. Ancak bu yöntem serbest hareketli model testlerinde kullanılırken kullanılan parametrelerin aralığı dikkate alınmalıdır, aksi takdirde, manevra katsayıları matematiksel olarak hesaplanırsa da sonuçlar fiziksel olarak hiçbir anlam ifade etmeyecektir. Örneğin, 10/10 zigzag testi için kullanılan yöntem, 20/20 zigzag manevrası için doğru sonuçlar vermeyecektir. Araki vd. (2012) tarafından farklı STY'ler (Genişletilmiş Kalman Filtresi ve En Küçük Karalar Yöntemi) ile SHT sonuçları (deney ve HAD) kullanılarak manevra katsayıları elde

edilmiştir. Bu çalışmada En Küçük Kareler (EKK) yönteminin tekne ve dümene ait manevra türevlerini doğru bir şekilde hesapladığı ancak Genişletilmiş Kalman Filtresi (GKF) ile dümen türevleri hesaplanırken bazı hatalar olduğu belirtilmiştir. İki farklı STY'nin de dönme manevrası sonuçlarının (ilerleme, transfer, dönme yarıçapı) deneysel verilere göre bağlı hataları karşılaştırılmış ve EKK yöntemini kullanınca sonuçlardaki ortalama bağlı hatanın daha düşük çıktığı belirtilmiştir. Benzer bir çalışmada Yin vd. (2015), Abkowitz modeli içerisinde yer alan manevra türevlerini geliştirdikleri "Kısmi EKK" yöntemini kullanarak hesaplamışlardır. Geliştirdikleri yeni yöntemi doğrulamak için 20/20 zigzag HAD simülasyonunun sonuçlarını kullanmışlar ve STY ile elde ettikleri manevra katsayılarını DHM testinden elde edilmiş olan manevra katsayıları ile karşılaştırmışlardır. Bu yöntemin normal EKK yöntemine göre daha doğru sonuçlar verdiği ve ön dizayn aşamasında pratik olarak kullanılabilirliğini belirtmişlerdir. Sonuç olarak uzun ve pahalı olan model deneylerine alternatif olabilecek STY ile HAD yöntemi kullanılarak doğrudan modellenmiş manevra simülasyonlarının sonuçları sistem girdisi olarak kullanılıp araştırma maliyetleri azaltılabilmektedir.



Şekil 10. Abkowitz'in ESSO OSAKA test gemisinin seyir tecrübesi sonuçlarını kullanarak manevra katsayılarını elde ettiği STY prosedürünün şematik olarak gösterimi (SNAME, 1989).

4.5. Deneysel yöntemler

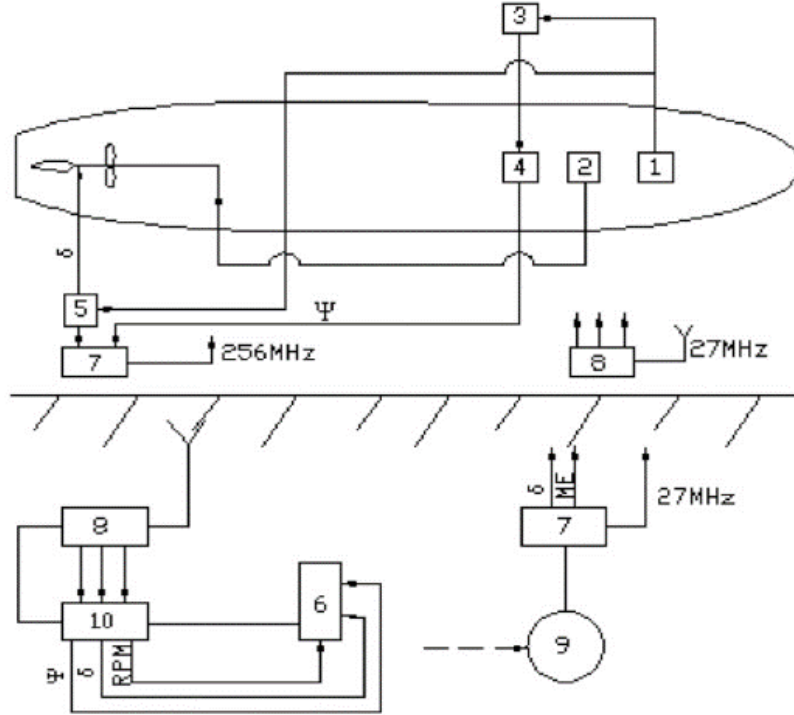
Deney havuzlarında manevra ile ilgili model deneyleri iki ayrı şekilde gerçekleştirilmektedir:

- Kontrol edilebilir sevk ve manevra donanımına sahip ölçekli modellerle yapılan deneyler (Serbest Hareketli Test),
- Kontrol edilebilir sevk ve manevra donanımına sahip olmayan sabitlenmiş ölçekli modellerle yapılan deneyler (Düzlemsel Hareket Mekanizması ve Döner-Kol Testleri).

4.5.1. Serbest hareketli testler

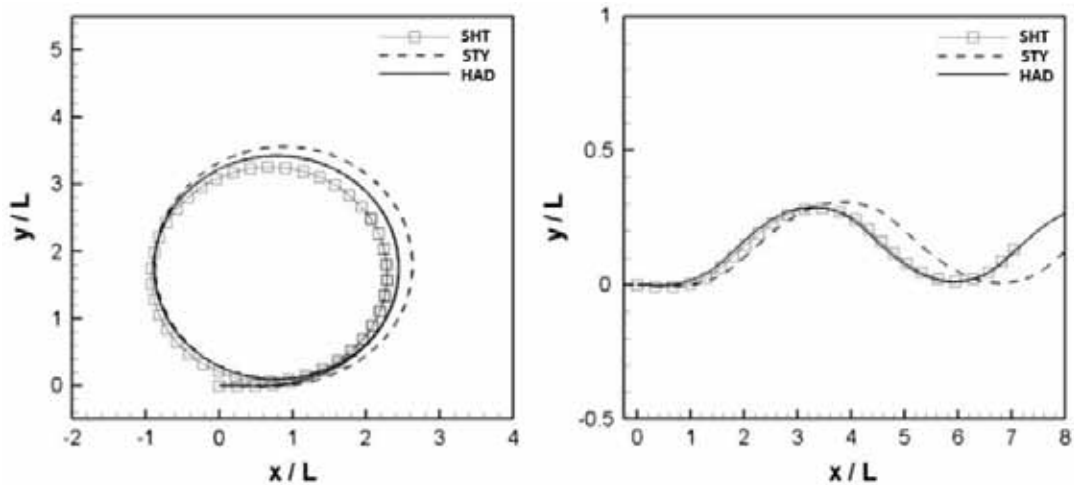
Serbest hareketli testler (Free Running Tests) manevra performansının belirlenmesinde gerçeğe en yakın yöntem olarak değerlendirilmektedir (ITTC-Maneuvering Committee, 2008). Bu yöntemde gerekli görülen standart manevra testleri doğrudan yapılır ve elde edilen sonuçlarla model ölçeği kullanılarak tam ölçekli gemi değerlerine geçiş yapılabilir. Deneylerin yapılabilmesi için direnç-sevk deneylerinin yapıldığı çekme havuzları yetersiz kalabilir. Bu yüzden serbest hareketli testler (SHT) için genellikle kare şeklinde geniş havuzlar kullanılır. Özellikle model ölçeğinin büyük olduğu durumlarda dış etkilere kapalı doğal ve baraj gölleri de kullanılabilir. Bu yöntemde sevk ve manevra donanımı modellenmesinde ölçek etkisi kaçınılmazdır ve mutlaka dikkate alınmalıdır (TMMOB Gemi Mühendisliği El Kitabı, 2011). SHT'lerin yapılabilmesi için bir modelin uzaktan kumanda ile kontrol

edilerek bir itici ve dümen yardımıyla manevra testleri gerçekleştirilebilir. Şekil 11’de bu testleri yapabilmek için gerekli donanımlar numaralandırılarak gösterilmiştir.



Şekil 11. SHT’de kullanılan ekipmanlar. 1. Güç kaynağı, 2. Sevk sistemi, 3. Frekans dönüştürücü, 4. Pruva açısı tayini için kullanılan cayro, 5. Dümen sistemi, 6. Veri toplama ve işleme sistemleri, 7. Radyo vericisi, 8. Radyo alıcısı, 9. Dümen açısı kontrolü, 10. Sinyal yükseltici (Obreja vd., 2010).

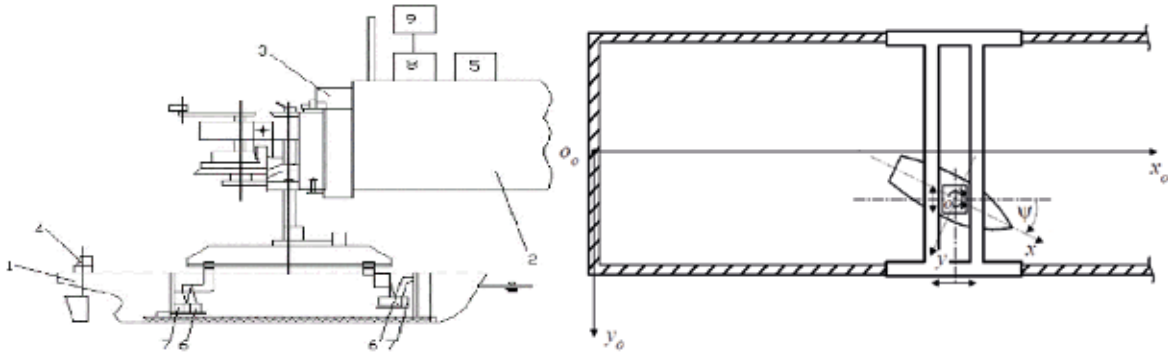
Şekil 12’de görüleceği gibi SHT’lerde gemi modelinin manevra kabiliyetlerini belirleyebilmek için genellikle dönme ve zigzag testi yaptırılır. Modelin izlemiş olduğu yörünge belirlenerek manevra performans parametrelerinin (ilerleme, transfer, taktik çap, aşırı sapma açısı, durma mesafesi, vb.) IMO kriterlerini aşıp aşmadığı kontrol edilir. Bu testler yapılırken herhangi bir yaklaşım ya da matematik model kullanılmadığı için ölçek etkisi haricinde herhangi bir etki olmamaktadır ve bu yöntem gerçeğe en yakın test türü olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 12. Gemi modelinin SHT ile dönme ve zigzag manevralarını yaparken izlediği rotalar ve SHT-STY-HAD sonuçlarının karşılaştırılması (Araki vd., 2012).

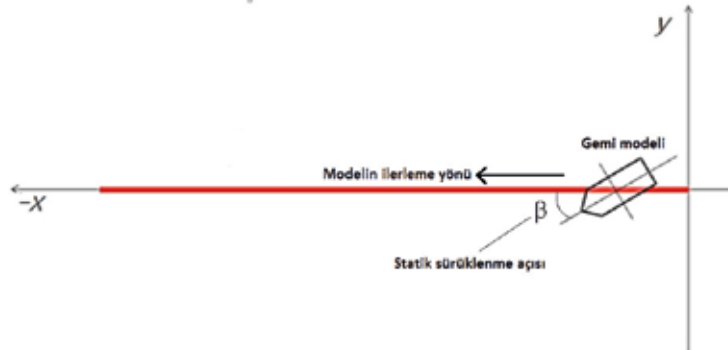
4.5.2. Düzlemsel hareket mekanizması ve döner-kol testleri

Düzlemsel Hareket Mekanizması (Planar Motion Mechanism) testlerinin yapılmasındaki asıl amaç bir gemiye ait manevra türevlerini belirlemektir. Manevra türevleri statik sürüklenme testi, statik dümen testi, salt yanal öteleme, salt savrulma veya savrulma-sürüklenme gibi testler gerçekleştirilerek elde edilmektedir. Örnek bir düzlemsel hareket mekanizması (DHM) Şekil 13'te gösterilmiştir. Bu yöntemde gemi modeli, sürüklenme açısı, savrulma hızı, yan ötelenme ivmesi, savrulma ivmesi ve dümen açısı gibi değişkenlere göre test edilir. Elde edilen hidrodinamik kuvvet ve moment sonuçları hareket denklemlerinin çözümünde kullanılacak hidrodinamik katsayıların bulunmasında kullanılır (Sabuncu, 1985).



Şekil 13. DHM sisteminin genel görünüşü. 1. Gemi modeli, 2. Çekme arabası, 3. Düzlemsel hareket mekanizması, 4. Dümen dişlisi, 5. Dümen kontrol sistemi, 6. Yanal kuvvet ölçen dinamometreler, 7. Boyuna kuvvet ölçen dinamometreler, 8. Sinyal yükseltici, 9. Veri toplama ve işleme sistemleri (Obreja vd., 2010; ABS, 2006).

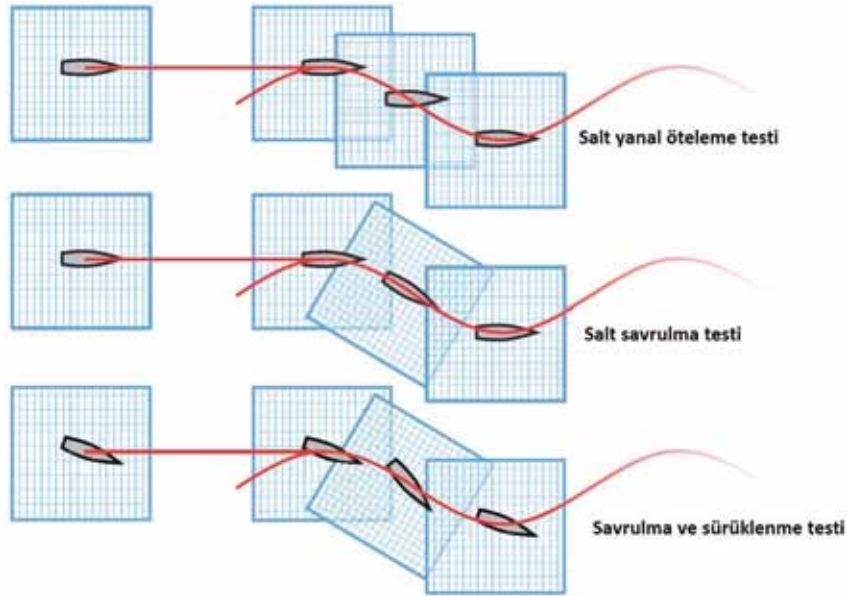
Yukarıda bahsedildiği üzere DHM testleri statik ve dinamik testler olmak üzere iki ayrı kısımda ele alınır. Statik sürüklenme testi bir çekme tankı içerisinde modeli belirli bir sürüklenme açısıyla sabit bir hızda çekerek gerçekleştirilir. Statik dümen testinde ise model sabit bir hızda ve sürüklenme açısında sadece dümen açısı değiştirilerek çekilir. Deneyler yapılırken modelde herhangi bir ivmelenme ya da dönme hareketi olmadığı için bu testlerde modele ait sadece yanal hız türevleri (Y_v, N_v, Y_{vv}, N_{vv}) ve dümene ait türevler ($Y_\delta, N_\delta, Y_{\delta\delta}, N_{\delta\delta}$) elde edilebilir. Statik sürüklenme testinin şematik olarak görünümü Şekil 14'te gösterilmiştir.



Şekil 14. Statik sürüklenme testi (Sukas ve Kinaci, 2016).

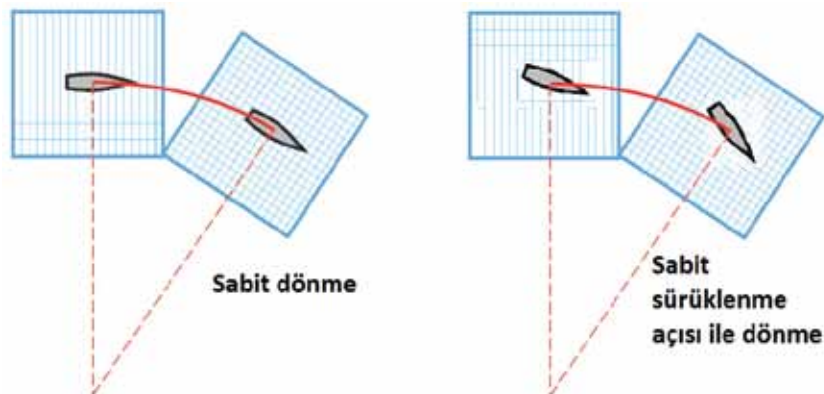
Dinamik testler ise gemi modelinin belirlenmiş yanal genlik mesafesi (A) ve harmonik hareket frekansına (ω) bağlı olarak sinüsoidal bir rotayı takip ettiği testlerdir. Bu testlerde de statik testlerde olduğu gibi tekne üzerine etkiyen ileri ve yanal ötelenme kuvvetleri ile savrulma momenti ölçülür. Dinamik DHM testleri Şekil 15'te görüldüğü gibi salt yanal öteleme, salt savrulma ve savrulma ve

sürüklenme testlerinden oluşmaktadır. Bu testlerden lineer ve lineer olmayan hız, ivme ve çapraz-birleşik manevra türevleri elde edilebilir. DHM testlerinde lineer manevra türevleri hesaplanırken pruva açısının 10° 'yi geçmemesi önerilmiştir (He vd., 2016). DHM deneylerine bir alternatif olarak Hallmann ve Quadvlieg (2015) yeni bir yöntem önermiştir. Bu yöntemde klasik DHM testlerinin aksine model ilerlerken sadece bir adet dinamik hareket gerçekleştirilmemekte, bunun yerine model yavaş ama devamlı olarak hareketini değiştirmektedir. Örneğin, model bir ya da iki periyot boyunca harmonik yanal ötelenme hareketini yapmakta daha sonra savrulma hareketine geçiş yapmaktadır. Böylece geminin hidrodinamik katsayıları belirlenirken daha az sayıda test yapıp zamandan tasarruf edilebileceği belirtilmiştir.



Şekil 15. Dinamik DHM testleri (Oldfield vd., 2015).

DHM testleri haricinde diğer bir model deney yöntemi ise Döner-Kol Tekniği'dir (Rotating Arm Technique). Şekil 16'da görüleceği üzere gemi modeli havuzun ortasında bulunan döner kolun ucuna bağlanarak sabit olarak veya belirli bir sürüklenme açısıyla döndürülür. Bu teknik ile dönmeye ait manevra türevleri elde edilebilir ve bu yöntem ile elde edilen dönmeye ait manevra katsayılarının DHM testlerinden alınan sonuçlara kıyasla daha doğru olabileceği söylenmiştir (Pan vd., 2015). Bu duruma DHM testlerinde çekme tanklarının kısıtlı yanal genişliğe sahip olmasından dolayı genellikle küçük model ölçeklerinde çalışılması ve blokaj etkisinin neden olduğu söylenebilir.



Şekil 16. Döner-kol testinin sabit ve belirli bir sürüklenme açısı ile yapılması (Oldfield, 2015).

Döner-kol testi (DKT) ile yapılacak deneylerde model dönme hızına kadar ivmelendirilerek ölçümlerin tek bir turda tamamlanması gerekir. Aksi takdirde model kendi hareketinden dolayı bozulmuş olan su akımıyla tekrar karşılaşacağından modelin suya göre gerçek hızında değişim olacaktır. DKT ile Y_r ve N_r türevlerinin hesaplanabilmesi için bu katsayıların $r = 0$ civarında elde edilmesi gerektiğinden küçük açısal hız değerlerine karşılık gelen kuvvet ve momentin ölçülmesi gereklidir. Bu da R/L (dönme yarıçapı/model boyu) oranının büyük olmasını gerektirir. Bundan dolayı, deneylerde kullanılan modellerin boyutları büyüdükçe kol yarıçapının (R) da aynı oranda büyüme gereksinimi sonucu, bu yöntemin bir dezavantajı olarak çok büyük çaplı dairesel havuz ve döner kola sahip laboratuvarların kullanılması zorunlu hale gelir ve bu durum da maliyetin artmasına neden olur (Uşar, 2007).

5. Sonuçlar

Gemilerin manevra performanslarının tahmini ile ilgili değerlendirmelerin yapıldığı iki bölümlük çalışmanın ilk kısmında literatürde yer alan bazı önemli çalışmalar referans gösterilerek genel bir değerlendirme yapılmıştır. Elde edilen çıkarımlarla gemi tipi, matematiksel model ve manevra performansı belirleme yöntemleri gibi konular ele alınarak bazı teorik bilgiler verilmiştir. Ayrıca hangi konuların çalışılmakta olduğu ve hangi çalışma alanlarında eksiklikler olduğu belirlenmeye çalışılmıştır. Bu çalışmadan elde edilen çıkarımlar kısaca şu şekilde özetlenebilir:

- Manevra performansının sayısal tahminlerinde genellikle Abkowitz veya MMG modellerinin kullanıldığı görülmüştür. Abkowitz modeli, tekne üzerine etkiyen hidrodinamik kuvvetler ve momenti üçüncü dereceden Taylor serisine açarak gemiyi takıntılarla beraber bir bütün olarak ele alan bir yaklaşım geliştirmiştir. MMG modeli ise hidrodinamik kuvvetler ve momenti, tekne, pervane ve dümen üzerinde ayrı olarak ele alan ve Abkowitz modelinden farklı olarak bunların birbirleriyle etkileşimlerini de hesaba katan modüler bir yaklaşımdır. Hızlı tekneler için ise kullanılan matematik modele dördüncü bir yalpa denkleminin eklenmesi gerekmektedir. Ayrıca derin su şartı için türetilmiş olan matematik modeller sığ su koşullarında geçerli olmamaktadır.
- Y_v , N_v , N_r lineer manevra türevlerinin matematik model kullanılarak elde edilen bazı manevra performans parametreleri (taktik çap, ilerleme, transfer, aşırı sapma açısı, doğrusal rota stabilitesi) üzerinde güçlü etkisi bulunmaktadır. N_δ , N_{vvr} , $N_{vv\delta}$ türevlerinin aşırı sapma açısı üzerinde herhangi bir etkisi yoktur. Lineer olmayan Y_{vvr} , $Y_{vv\delta}$, $N_{\delta\delta v}$ manevra katsayıları özellikle dönme manevrasını (taktik çap) önemli ölçüde etkilemektedir. Yanal ivmeye bağlı olan lineer $N_{\dot{v}}$ türevinin sadece zigzag testinden elde edilen aşırı sapma açısı üzerinde etkisi vardır. Lineer olmayan X_{vv} , Y_{vvv} , $Y_{\delta\delta\delta}$, $Y_{\delta\delta v}$, N_{vvv} , $N_{\delta\delta\delta}$ türevlerinin ise bahsedilen manevra performans parametreleri üzerinde hiçbir etkisi bulunmamaktadır.
- Ampirik yöntemler, manevra katsayılarını tekne ana boyutları cinsinden ifade eden formüllerin elde edilebilmesine olanak sağlar ancak yine de elde edilen sonuçlar genellikle tatmin edici olmamaktadır. Çünkü kapsamı geniş olan bu tip yöntemlerde istenilen doğruluk derecesinde sonuçlar elde edilebilmesi için çok fazla sayıda verinin kullanılması gereklidir. Bunun yerine belirli bir gemi modeli için türetilen ampirik ifadelerin genel formülasyonlara kıyasla daha hassas ve doğru sonuçlar vereceği söylenebilir.

- Deneysel yöntemler bir geminin manevra performansı ve hidrodinamik katsayılarının belirlenmesinde hala en güvenilir yöntem olarak geçerliliğini korumaktadır. Uzun süre gerektiren DHM testlerine alternatif olarak önerilen bir yöntemde modeli bir ya da iki periyot boyunca harmonik yanal ötelenme hareketini yaptırıp ve daha sonra hareketi durdurmadan savrulma hareketine geçiş yaptırarak geminin hidrodinamik katsayıları belirlenirken daha az sayıda test yapıp zamandan tasarruf edilebileceği son yıllarda yeni bir yöntem olarak önerilmiştir. Ancak bu yöntemin sağlıklı bir şekilde uygulanabilmesi için çekme tankının yeterli uzunlukta olması gerekmektedir.
- Deneylelerin masraflı oluşu ve uzun süre almasından dolayı son yıllarda yapılan çalışmalarda viskoz HAD yöntemleriyle elde edilen sonuçlar deneysel verilerle doğrulanarak yöntemin geçerliliği büyük ölçüde ispatlanmıştır. HAD yöntemleriyle sadece sonuç elde etmenin yanısıra manevra yapan bir geminin etrafındaki akışa ait birçok karakteristik özellik de ayrıntılı olarak görselleştirilebilmektedir. Ancak HAD yönteminin performansı bilgisayarların işlemci ve önbellek performansı ile doğrudan ilişkili olduğundan simülasyonlar güçlü bilgisayarlar ile yapılmazsa sonuç alma süresi uzamakta ve yöntem verimliliğini kaybetmektedir. Bundan dolayı son yıllarda sayısal ve deneysel sonuçlar STY'ler ile birlikte kullanılarak araştırma maliyetleri düşürülmektedir. Manevra problemlerinde dalga deformasyonlarının az olduğu düşük hızdaki durumlarda ise sınır elemanları (panel) yöntemleri (SEY) alternatif bir yöntem olarak tercih edilebilir.
- Literatürde tek gövdeli test modeller (KCS, KVLCC, DTC, HTC, DTMB, S-175) ile ilgili çok sayıda sayısal ve deneysel sonuç bulunurken, katamaran tipi tekneler için sadece DELFT372 modeli ile yapılmış birkaç çalışma bulunmaktadır. DTC test modeli ile genellikle sığ su etkisi incelenmiş, S-175 modeli kullanılarak da dalgalı durumda manevra analizleri yapılmıştır. Katamaranların manevra performanslarının belirlenmesiyle ilgili literatürde hala yeterli sayıda sayısal ve deneysel veri bulunmadığı gözlenmiştir. Bu yüzden farklı katamaran geometrileri kullanılarak daha fazla sayıda çalışma yapılabilir.
- Denizaltılar ile ilgili yapılacak olan manevra çalışmalarında araştırmacılara DARPA Suboff test modelinin takıntısız (AFF-1) ve tam takıntılı (AFF-8) test konfigürasyonlarının kullanılması tavsiye edilmiştir. Yapılmış olan çalışmalarda ise genellikle manevra türevleri farklı sayısal yaklaşımlarla (DES, LES, RANS, URANS) ve farklı ağ örgüsü yapıları (rijit, dinamik) kullanarak hesaplanmıştır. Özellikle statik sürüklenme testindeki yüksek sürüklenme açılarında dinamik ağ örgüsünün rijit ağ örgüsüne kıyasla daha doğru sonuçlar verdiği söylenmiştir. Dinamik (overset) ağ yapısı kullanılınca ağ elemanlarında çok fazla deformasyon olmadığı için ortogonalite (diklik) değerlerinin çok fazla düşmediği ve buna bağlı olarak da sonuçlardaki belirsizlik oranlarının rijit ağ örgüsüne kıyasla daha düşük çıktığı belirtilmiştir.

Kaynakça

Abkowitz, M. A. (1964). Lectures on Ship Hydrodynamics-Steering and Maneuverability. Hydro-Og Aero-Dynamisk Laboratorium, Report No. Hy-5, Lyngby, Denmark.

Abkowitz, M. A. (1969). Stability and Motion Control of Ocean Vehicles, Cambridge, The MIT Press.

Aksu, E. ve Köse, E. (2017). Evaluation of Mathematical Models for Tankers' Maneuvering Motions. *Journal of ETA Maritime Science*, 5 (1), pp. 95-109.

American Bureau of Shipping (ABS), (2006). Guide for Vessel Manoeuvrability.

Ansys Inc., ANSYS-FLUENT. The United States of America.

Araki, M., Hosseini, H.S., Sanada, Y., Tanimoto, K., Umeda, N., Stern, F. (2012). Estimating maneuvering coefficients using system identification methods with experimental, system-based, and CFD free- running trial data. *Ocean Engineering*, 51, pp. 63–84.

Bal, S. (2008a). 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.

Bal, S. (2008b). Performance Prediction of Surface Piercing Bodies in Numerical Towing Tank. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, Vol. 18, No: 2, 106-111.

Brogli, R., Zaghi, S., Campana, E.F., Visonneau, M., Queutey, P., Dogan, T., Sadat-Hosseini, H., Stern, F., ve Milanov, F. (2013). CFD Validation for DELFT 372 Catamaran in Static Drift Conditions, Including Onset and Progression Analysis. NATO AVT-189 Specialists Meeting on Assessment of Stability and Control Prediction Methods for NATO Air & Sea Vehicles, Portsmouth, U.K.

Brogli, R., Zaghi, S., Di Mascio, A. (2011). Numerical simulation of interference effects for a high-speed catamaran. *Journal of Marine Science and Technology*. Vol.16(3), pp. 254–269.

Brogli, R., Jacob, B., Zaghi, S., Stern, F., Olivieri, A. (2014). Experimental investigation of interference effects for high-speed catamarans. *Ocean Engineering*. Vol. 76, pp. 75-85.

Carrica, P.M., Ismail, F., Hyman, M., Bushan, S., Stern, F. (2013). Turn and zigzag maneuvers of a surface combatant using a URANS approach with dynamic overset grids. *Journal of Marine Science and Technology*, Vol.18, pp. 166-181.

Carrica, P.M., Mofidi, A., Eloit, K., Delefortrie, K. (2016). Direct simulation and experimental study of zigzag maneuver of KCS in shallow water. *Ocean Engineering*, 112, pp. 117-133.

Carrica, P.M., Stern, F. (2008). DES simulations of KVLCC1 in turn and zigzag maneuvers with moving propeller and rudder. Proceedings of SIMMAN 2008 workshop on verification and validation of ship maneuvering simulation methods, Lyngby, Denmark.

CD Adapco, Star-CCM+, England.

Clarke, D., Gedling, P. ve Hine, G. (1982). The Application of Maneuvering Criteria in Hull Design Using Linear Theory. Meeting of The Royal Institution of Naval Architects, London, England.

Coe, R.G. (2013). Improved Underwater Vehicle Control and Maneuvering Analysis with Computational Fluid Dynamics Simulations, PhD Thesis. Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia.

Coe, R.G. ve Neu, W.L. (2012). Amplitude effects on virtual PMM tests. *Oceans 2012*, DOI: 10.1109/OCEANS.2012.6405027.

Cura Hochbaum, A. (2011). On the numerical prediction of the ship's manoeuvring behaviour. *Ship Science and Technology*, Vol.5, No:9, pp. 27-39.

Dogan, T.K. (2013). URANS and DES for Delft Catamaran for Static Drift Conditions in Deep Water. MS Thesis, University of Iowa.

- Duman, S., Bal, S. (2016). Numerical Investigation of Scale Effects on Maneuvering Coefficients of DTMB 5415 Hull. 1st International Congress on Ship and Marine Technology, Piri Reis University, Tuzla, Istanbul, Turkey.
- Eloot, K. (2006). Selection, Experimental Determination and Evaluation of a Mathematical Model for Ship Manoeuvring in Shallow Water. PhD Thesis, Universiteit Gent.
- Falchi, M., Felli, M., Grizzi, S., Aloisio, G., Broglia, R., Stern, F. (2014). SPIV measurements around the DELFT 372 catamaran in steady drift. *Experimental Fluids*, Vol. 55:1844. DOI 10.1007/s00348-014-1844-z.
- Faltinsen, Hydrodynamics of High Speed Vehicle. (2005). Camb. Univ. Pres.
- Fossen, T.I. (2011). Handbook of Marine Craft Hydrodynamics and Motion Control. Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway.
- Hajivand, A. ve Mousavizedegan, S.H. (2015a). Virtual maneuvering test in CFD media in presence of free surface. *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, Vol. 7, pp. 540-558.
- Hajivand, A. ve Mousavizedegan, S.H. (2015b). Virtual simulation of maneuvering captive tests for a surface vessel. *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, Vol. 7, pp. 848-872.
- Hallmann, R. and Quadvlieg, F. (2015). Instationary Captive Model Tests. MARSIM 2015, Newcastle, UK, 14 pp.
- He, R., Zhang, Z. Z., Wang, X. Z. ve Feng, D. K. (2016). Numerical Simulation of the Ship Bottom Interaction of DTC Con-tainer Carrier for Different Keel Clearance in Pure Sway Motion. MASHCON 2016, Hamburg, Germany, pp. 65–72.
- He, S., Kellett, P., Yuan, Z., Incecik, A., Turan, O., Boulougouris, E. (2016). Manoeuvring prediction based on CFD generated derivatives. *Journal of Hydrodynamics*, 28(2), pp. 284-292.
- He, W., Castiglione, T., Kandasamy, M. ve Stern, F. (2014). Numerical Analysis of the Interference Effects on Resistance, Sinkage and Trim of a Fast Catamaran. *Journal of Marine Science and Technology*. DOI 10.1007/s00773-014-0283-0.
- Hong, Y. (2007). Computation of Forces and Moments of Undersea Vehicles with Non-Body-Of-Revolution Hull. 9th Numerical Ship Hydrodynamics Conference, Vol. I.
- Inoue, S., Hirano, M., ve Kijima, K. (1981). Hydrodynamic derivatives on Ship Manoeuvring, *International Shipbuilding Progress*, Vol. 28, No. 321, May.
- ITTC Manoeuvring Committee. (2002). Final report and recommendations to the 23th ITTC, Recommended Procedures – Full Scale Maneuvering Trials Procedure. Proceedings of the 23th International Towing Tank Conference.
- ITTC Manoeuvring Committee. (2008). Final report and recommendations to the 25th ITTC. Proceedings of the 25th International Towing Tank Conference, Fukuoka, Japan.
- ITTC Manoeuvring Committee. (2011). Final report and recommendations to the 26th ITTC. Proceedings of the 26th International Towing Tank Conference, Rio de Janeiro, Brazil.
- ITTC Manoeuvring Committee. (2014). Final report and recommendations to the 27th ITTC. Proceedings of the 27th International Towing Tank Conference, Copenhagen, Denmark.
- ITTC Manoeuvring Committee. (2017). Final report and recommendations to the 28th ITTC. Proceedings of the 28th International Towing Tank Conference, Wuxi, China.

- Kim, H., Akimoto, H. ve Islam, H. (2015). Estimation of the hydrodynamic derivatives by RaNS simulation of planar motion mechanism test. *Ocean Engineering*, 108, pp. 129–139.
- Larsson, L., Stern, F., Bertram, V. (2003). Benchmarking of Computational Fluid Dynamics for Ship Flows: The Gothenburg 2000 Workshop.
- Larsson, L., Stern, F., Visonneau, M. (2013). CFD in Ship Hydrodynamics-Results of the Gothenburg 2010 Workshop. IV International Conference on Computational Methods in Marine Engineering, pp 237-259.
- Lewandowski, E. M. (2002). *The Dynamics of Marine Craft – Maneuvering and Seakeeping*. Advanced Series on Ocean Engineering, Volume 22. World Scientific Publishing, Singapore.
- Luo, W., Moreira, L., Soares, C.G. (2014). Manoeuvring simulation of catamaran by using implicit models based on support vector machines. *Ocean Engineering*, Vol. 82, pp. 150-159.
- Matusiak, J. (2017). *Dynamics of a Rigid Ship*. Aalto University publication series, Finland.
- Milanov, E. ve Stern, F. (2012). System Based Simulation of DELFT372 Catamaran Manoeuvring Characteristics as Function of Water Depth and Approach Speed. 29th Symposium on Naval Hydrodynamics, Gothenburg, Sweden.
- Milanov, E., Zlatev, Z., Chotukova, V. ve Stern, F. (2010). Numerical and Experimental Prediction of the Inherent Course Stability of High Speed Catamaran in Deep and Shallow Water. 28th Symposium on Naval Hydrodynamics, Pasadena (Ca).
- Milanov, E., Zlatev, Z., Chotukova, V. ve Stern, F. (2011). Analysis of inherent course stability of a high-speed catamaran in deep and shallow water. *International Shipbuilding Progress*, 58, pp. 83–96.
- Miller, R.W. (2008). PMM calculations for the bare and appended DTMB 5415 using the RANS solver CFD SHIP-IOWA. Proceedings of SIMMAN 2008 workshop on verification and validation of ship maneuvering simulation methods, Lyngby, Denmark.
- Mousaviraad V. (2012). Complimentary EFD and CFD on effects of headwinds on towing tank resistance and PMM tests for ONR tumblehome. Proceedings of 29th Symposium on Naval Hydrodynamics, Gothenburg, Denmark.
- Mucha, P. ve Moctar, O.E. (2015). Revisiting mathematical models for manoeuvring prediction based on modified Taylor-series expansions. *Ship Technology Research*, 62:2, pp. 81-96.
- Newman, J. N. (1977). *Marine Hydrodynamics*. Cambridge, The MIT Press.
- Norrbin, N.H. (1970). Theory ve observation on the use of a mathematical mode for ship maneuvering in deep and conned waters. In: Proceedings of the 8th Symposium on Naval Hydrodynamics. Pasadena, CA, pp. 807–904.
- Numeca, FINE/Marine, ISIS-CFD. Flow Integrated Environment for Marine Hydrodynamics, Belgium.
- Obreja, D., Nabergoj, R., Crudu, L., Pacuraru-Popoiu. (2010). Identification of hydrodynamic coefficients for manoeuvring simulation model of a fishing vessel. *Ocean Engineering*, 37, pp. 678-687.
- Ogawa, A., Kasai, H. (1978). On the mathematical model of maneuvering motion of ship. *ISP25(292)*, 306–319.
- Oldfield, C., Larmaei, M.M., Kendrick, A., McTaggart, K. (2015). Prediction of Warship Manoeuvring Coefficients using CFD. DRDC-RDDC-2015-P169, Canada.

- Ommani, B. ve Faltinsen, O. (2013). An Investigation on the Calm-Water Linear Dynamic Stability of Semi-Displacement Vessels in Sway-Roll-Yaw. FAST 2013, Amsterdam, The Netherlands.
- Pan, Y., Zhang, H. ve Zhou, Q. (2012). Numeical Prediction of Submarine Hydrodynamic Coefficients Using CFD Simulation. *Journal of Hydrodynamics*, 24(6), pp. 840-847. DOI: 10.1016/S1001-6058(11)60311-9.
- Pan, Y., Zhou, Q. ve Zhang, H. (2015). Numerical simulation of rotating arm test for prediction of submarine rotary derivatives. *Journal of Hydrodynamics*, 27(1), pp. 68-75. DOI: 10.1016/S1001-6058(15)60457-7.
- Pandey, J. ve Hasegawa, K. (2016). Study on Turning Manoeuvre of Catamaran Surface Vessel with a Combined Experimental and Simulation Method. *IFAC-PapersOnLine*, 49-23, pp. 446-451.
- Polis, C., Ranmuthugala, D., Duffy, J. ve Renilson, M. (2013). Enabling the Prediction of Manoeuvring Characteristics of a Submarine Operating Near the Free Surface. Pacific 2013, International Maritime Conference, Sydney, Australia.
- Sabuncu, T. (1985). Gemi Manevraları ve Kontrolü, İ.T.Ü Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Ofset Baskı Atölyesi, İstanbul.
- Sakamoto, N., Ohashi, K. (2012). Viscous CFD Simulations of DTMB model 5512 under pure yaw manoeuvring motion. JASNAOE Fall Annual Meeting, Chiba, Japan.
- Sakamoto, N., Carrica, P.M., Stern, F. (2012). URANS simulations of static and dynamic maneuvering for surface combatant: part 1. Verification and validation for forces, moment, and hydrodynamic derivatives. *Journal of Marine Science and Technology*, DOI: 10.1007/s00773-012-0178-x.
- Sakamoto, N., Carrica, P.M., Stern, F. (2012). URANS simulations of static and dynamic maneuvering for surface combatant: part 2. Analysis and validation for local flow characteristics. *Journal of Marine Science and Technology*, DOI:10.1007/s00773-012-0184-z.
- Shen, Z. ve Korpus, R. (2015). Numerical Simulations of Ship Self-Propulsion and Maneuvering Using Dynamic Overset Grid in OpenFOAM.
- Shenoi, R. (2013). Prediction of maneuvering coefficients of a container ship by numerically simulating HPMM using RANSE based solver. 3rd International Conference on Ship Manoeuvring in Shallow and Confined Water, Ghent, Belgium.
- Simonsen, C. D., Stern, F. (2008). RANS simulation of the flow around the KCS container ship in pure yaw. *Proceedings of the SIMMAN 2008 workshop*.
- Smitt, W.L. (1971). Steering and Manoeuvring Full Scale and Model Tests (Parts-2), *European Shipbuilding*, Vol. 20, No.1.
- Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME). (1950). Nomenclature for Treating the Motion of a Submerged Body Through a Fluid, *Technical Research Bulletin*.
- Society of Naval Architecture and Marine Engineers (SNAME). (1989). *Principles of Naval Architecture*, Vol III.
- Stern, F., Agdrup, K. (2011). Experience from SIMMAN 2008 – The first workshop on verification and validation of ship maneuvering simulation methods. *Journal of Ship Research*, Vol. 55, No. 2, pp. 135-147.
- Stern, F., Wilson, R.V., Shao, J. (2006). Quantitative V&V of CFD simulations and certification of CFD codes. *International Journal of Numerical Methods for Fluids*, pp. 1335–1355.

- Subramanian, R. ve Beck, R. F. (2015). A Time Domain Strip Theory Approach to Predict Maneuvering in a Seaway. *Ocean Engineering*, Vol. 104, pp. 107–118.
- Sukas, O.F. ve Kinaci, O.K. (2016). A rigid grid approach for ship maneuvering simulations. 2nd International Meeting on Recent Advances in Prediction Techniques for Safe Manoeuvring of Ships and Submarines, 17 – 18 November 2016, Istanbul, Turkey.
- Sukas, O.F., Kinaci, O.K, Cakici, F., Gokce, M.K. (2017). Hydrodynamic assessment of planing hulls using overset grids. *Applied Ocean Research*, 65, pp. 35-46.
- Takanori, H. (2005). Proceedings of the CFD Workshop, Tokyo, National Maritime Research Institute Japan.
- TMMOB Gemi Mühendisliği El Kitabı. (2011). Gemi Mühendisleri Odası Yayınları, İstanbul.
- Toxopeus, S. (2006). Validation of slender-body method for prediction of linear manoeuvring coefficients using experiments and viscous-flow calculations. ICHD 2006, Ischia, Italy.
- Tyagi, A. ve Sen, D. (2006). Calculation of transverse hydrodynamic coefficients using computational fluid dynamic approach. *Ocean Engineering*, No. 33, Technical Note, pp. 798-809.
- Ueno, M., Yoshimura, Y., Tsukada, Y., Miyazaki, H. (2009). Circular motion tests and uncertainty analysis for ship manoeuvrability. *Journal of Marine Science and Technology*, 14, pp. 469-484.
- Uslu, Y. ve Bal, S. (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.
- Uşar, D. (2007). Manevra Simülasyonları İle Yarı Ampirik Tahmin Yöntemlerinin Karşılaştırılması. Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı Mühendisliği Programı, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Ünal, U.O. (2016). Gemi Etrafındaki Viskoz Akışın Hesaplamalı Analizi Ders Notları, İTÜ.
- Vaz, G., Toxopeus S. ve Holmes, S. (2010). Calculation of Manoeuvring Forces on Submarines Using Two Viscous-Flow Solvers. Proceedings of the ASME 2010 29th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2010, Shanghai, China.
- Veedu, R.T. ve Krishnankutty, P. (2016). Numerical study on the maneuvering of a ship in waves based on unified state space model. Proceedings of the ASME 2016 35th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2016, June 19-24, 2016, Busan, South Korea.
- Wang, H.M. ve Zou, Z.J. (2006). Prediction of Ship Dynamic Stability Using a NURBS based Higher Order Panel Method. MARSIM 2006, Terschelling Island, Netherlands.
- Wu Ban-shan, Xing Fu ve Kuang Xiao-feng (2005). Investigation of hydrodynamic characteristics of submarine moving close to the sea bottom with CFD methods. *Journal of Ship Mechanics*, 9 (3), pp. 19-28.
- Yasukawa, H. ve Yoshimura, Y. (2014). Roll-Coupling Effect on Ship Maneuverability. *Ship Technology Research*, Vol. 61, No.1, pp. 16–32.
- Yasukawa, H., Yoshimura, Y. (2015). Introduction of MMG standard method for ship maneuvering predictions. *J. Mar. Sci. Technol.* 20 (1), pp. 37–52.
- Yin, J. C., Zou, Z. J. ve Xu, F. (2015). Parametric Identification of Abkowitz Model for Ship Maneuvering Motion by Using Partial Least Squares Regression. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Vol. 137, 8 pp.

Yoon, H.Y, Simonsen, C.D., Benedetti, L., Longo, J., Toda Y., Stern F. (2015). Benchmark CFD validation data for surface combatant 5415 in PMM maneuvers – Part I: Force/moment/motion measurements. *Ocean Engineering*, 109, pp. 705-734.

Yoon, H.Y. (2009). Force/moment and phase-averaged stereo PIV flow measurements for surface combatant in pmm maneuvers. Ph.D. thesis, The University of Iowa, Iowa City, Iowa, USA.

Zaghi, S., Broglia, R., Di Mascio, A. (2011). Analysis of the interference effects for high-speed catamarans by model tests and numerical simulations. *Ocean Engineering* 38(17–18), pp. 2110–2122.

Zhang, X.G. ve Zou, Z.J. (2013). Estimation of the hydrodynamic coefficients from captive model test results by using support vector machines. *Ocean Engineering*, Vol.73, pp. 25-31.

Želazny, K. (2014). Approximate Method of Calculating Forces on Rudder During Ship Sailing on a Shipping Route. *International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. Vol. 8, No.3, pp. 459–464.

Zlatev, Z., Grigoropoulos, G., Milanov, E. ve Stern, F. (2011). CFD studies of the Delft 372 catamaran bare hull in deep and shallow water. NATO AVT-189 Specialists Meeting on Assessment of Stability and Control Prediction Methods for NATO Air & Sea Vehicles, Portsmouth, U.K.

Zlatev, Z., Milanov, E., Chotukova, V., Sakamoto, N. ve Stern F. (2009). Combined Model-Scale EFD-CFD investigation of the Maneuvering Characteristics of a High Speed Catamaran. 10th International Conference on Fast Sea Transportation, FAST 2009, Athens, Greece: October 5 - 8, 2009.

Gemilerin Manevra Performans Tahminleri İçin Genel Bir Değerlendirme-II

Ömer Faruk Sukas¹, Ömer Kemal Kınacı², Şakir Bal³

ofsukas@gmail.com¹, kinacio@itu.edu.tr², sbal@itu.edu.tr³

^{1,2,3} Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, TÜRKİYE

Özet

Denizde güvenliği sağlamak ve kirlenmeye yol açabilecek kazaları asgari seviyede tutabilmek amacıyla IMO (International Maritime Organization) tarafından gemilerin manevra kabiliyetleri ile ilgili bazı kriterler belirlenmiştir. Gemilerin manevra performans tahminlerinin incelendiği çalışmanın bu bölümünde IMO'nun belirlemiş olduğu gemi manevra kabiliyeti kriterleri ve bu kriterleri sağlayabilmek için yapılması gereken standart manevra testleri gösterilmiştir. Hangi manevra testinin neden yapıldığı ve sonuçlarının nasıl yorumlanması gerektiği ile ilgili bazı bilgiler verilmiştir. Ayrıca bir geminin dönme kabiliyeti ve doğrusal rota stabilitesine sahip olup olmadığına nasıl karar verileceği teorik olarak anlatılmıştır. Son bölümde ise gemilerin manevra performans tahminlerini etkileyen iç ve dış faktörlerden bahsedilmiş ve bu konularla ilgili yapılmış olan bazı çalışmalardan sonuçlar gösterilmiş ve yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Gemi manevraları; manevra türevi; hidrodinamik katsayı; hesaplamalı akışkanlar dinamiği; matematik model; dönme testi; zigzag testi; manevra performansı; düzlemsel hareket mekanizması; sıç su etkisi; ölçek etkisi

A Review on Prediction of Ship Manoeuvring Performance, Part 2

Ömer Faruk Sukas¹, Ömer Kemal Kınacı², Şakir Bal³

ofsukas@gmail.com¹, kinacio@itu.edu.tr², sbal@itu.edu.tr³

^{1,2,3} *Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, TÜRKİYE*

Abstract

The International Maritime Organization (IMO) has set some criteria for the maneuverability of ships, in order to ensure safety at sea and keep collisions that may lead to pollution to minimum level. In this part of the two-part paper, maneuverability standards for ships that IMO has specified and the standard maneuvering tests that have to be done to meet these criteria have been investigated. Some information has been provided about why the maneuvering tests are performed and how their results should be interpreted. It is also theoretically explained how to decide whether a ship has the turning ability and straight line stability. Lastly, the internal and external factors that influence the maneuvering performance estimation of ships were examined and some results given in the literature were interpreted briefly.

Keywords: Ship maneuvering, maneuvering derivatives, hydrodynamic coefficients, computational fluid dynamics, Abkowitz mathematical model, spiral test, zigzag test, maneuvering performance, planar motion mechanism, shallow water effect, scale effect

Terminoloji

HAD:	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	X:	İleri Öteleme Kuvveti
DHM:	Düzlemsel Hareket Mekanizması	Y:	Yanal Öteleme Kuvveti
SHT:	Serbest Hareketli Test	N:	Savrulma Momenti
IMO:	International Maritime Organization	K:	Yalpa Momenti
SD:	Serbestlik Derecesi	L:	Gemi Boyu
DKT:	Döner Kol Testi	B:	Gemi Genişliği
RANS:	Reynolds Averaged Navier-Stokes	h:	Su Derinliği
DES:	Detached Eddy Simulation	T:	Su Çekimi

ITTC:	International Towing Tank Conference	β :	Sürüklenme Açısı
MMG:	Matematiksel Modelleme Grubu	δ :	Dümen Açısı
x_G :	Gemi Ağırlık Merkezinin Mastoriye Uzaklığı	ψ :	Pruva Açısı
LCB:	Gemi Su Altı Hacim Merkezinin Boyuna Yeri	φ :	Yalpa Açısı
Fr:	Froude Sayısı	u :	Bağlı eksen takımında ileri ötelenme hızı
U, V:	Gemi Servis Hızı	v :	Bağlı eksen takımında yanıl ötelenme hızı
σ :	Doğrusal Rota Stabilitesi İndeksi	r :	Bağlı eksen takımında açısıl savrulma hızı
C:	Doğrusal Rota Stabilitesi Kriteri	\dot{u} :	Bağlı eksen takımında ileri ötelenme ivmelenmesi
K ve T:	Manevra Kabiliyeti İndeksleri	\dot{v} :	Bağlı eksen takımında yanıl ötelenme ivmelenmesi
r_0 :	Sabit Dönme Oranı	\dot{r} :	Bağlı eksen takımında açısıl savrulma ivmelenmesi
D_0 :	Sabit Dönme Çapı	ω :	Harmonik hareket frekansı
C_L ve C_D :	Kaldırma ve Direnç Katsayıları	α :	Aşırı dönme açısı
m:	Deplasman kütlesi	λ :	Ölçek oranı; Dalga boyu
I_z :	Z eksenini etrafındaki atalet momenti	H:	Dalga yüksekliği

1. Giriş

Bütün gemileri kapsayan bir manevra standardının olmamasından ötürü bazı gemiler bilinçsiz bir şekilde kötü manevra yeteneğine sahip olacak şekilde tasarlanmakta ve bu durum kazalara ve dolayısıyla deniz kirlenmelerine yol açabilmektedir. Bundan dolayı güvenlik açısından gemilerin manevra yetenekleriyle ilgili kapsamı geniş ve ayrıntılı bir döküman hazırlanması gerekmektedir. Şu an itibariyle IMO'nun sadece açık denizde yüzen gemilerle ilgili bir dökümanı bulunmaktadır (International Maritime Organization, 2002a,b). İç sularda çalışan gemiler için ise farklı uluslararası komisyonlar tarafından sadece Avrupa'da Rhine nehri ve Çin'de Yangtze nehri gibi belirli sığ su bölgeleri baz alınarak birtakım kriterler önerilmiştir (ITTC-Manoeuvring Committee, 2014), ancak hala IMO tarafından farklı gemi tiplerini ve çevre şartlarını (ör: dalgalı su, sığ su, vb.) içeren daha kapsamlı bir döküman hazırlanmasına ihtiyaç duyulmaktadır.

Gemi manevra kabiliyetleriyle ilgili kriterler Tablo 1'de görüleceği üzere dönme kabiliyeti, başlangıç dönme kabiliyeti, savrulma ve rota tutma kabiliyeti ve durma kabiliyeti olacak şekilde ortaya konulmuştur (International Maritime Organization, 2002a, b). Daidola vd. (2002) bu kriterlerin zamanla nasıl ortaya konduğundan ve geliştirildiğinden bahsetmiştir. Bu kriterler sadece derin suda seyreden, 100 m'den büyük ve klasik sevk sistemlerine (pervane ve dümen) sahip açık deniz gemileri için geçerli olup, geleneksel sevk sistemine sahip olmayan (azimut pervane gibi) daha küçük gemiler için bu standartlar geçerli değildir. Ancak IMO, belirlemiş olduğu standartların şu an için tüm gemilere uygulanabileceği yönünde tavsiyesini bildirmiştir.

Tablo 1. Gemiler için IMO Manevra Standartları (International Maritime Organization, 2002a,b).

Manevra Yetenekleri	Kriterler	Standart Testler	IMO Standartları
Dönme Kabiliyeti	Taktik Çap	Dönme Testi	Taktik Çap < 5L
	İlerleme		İlerleme ≤ 4.5L
Savrulma ve Rota Değişirme Kabiliyeti	Birinci Aşırı Sapma Açısı	10/10 Zig-Zag Test	L/V < 10s ise $\alpha \leq 10^\circ$ L/V ≥ 30s ise $\alpha \leq 20^\circ$ 10s < L/V < 30s ise 5+0.5[L/V] ^[1]
	İkinci Aşırı Sapma Açısı		L/V ≥ 30s ise $\alpha \leq 25^\circ$ L/V ≥ 30s ise $\alpha \leq 40^\circ$ 10s < L/V < 30s ise 17.5+0.75[L/V]
	Birinci Aşırı Sapma Açısı	20/20 Zig-Zag Test	$\alpha \leq 25^\circ$
Başlangıç Dönme Kabiliyeti	10°'lik rota değişimine kadar alınan mesafe	10/10 Zig-Zag Test	Alınan mesafe ≤ 2.5L
Durma Kabiliyeti	Alınan Toplam Mesafe	Durma Testi	Toplam yol < 15L ^[2]
	Yatay Mesafe		Yok

1) Burada L[m] gemi boyu, V[m/s] gemi hızı, α [derece] ise aşırı dönme açısıdır.

2) Boyutları büyük, sevk gücü düşük gemilerde Taktik Çap < 20L.

IMO'nun yalpa açısı ile ilgili belirlediği başka bir kriterde ise yolcu gemilerinin güvenliği için dönme manevrasında oluşacak azami yalpa açısının 10°'yi geçmemesi gerektiği tavsiye edilmiştir. Ancak RINA (Registro Italiano Navale) bu kriterde küçük bir düzenlemeye giderek yolcu gemilerinin dönme

manevrası esnasında oluşacak azami yalpa açısının 15° , gemi sabit bir dönme hızına ulaştığında ise bu açının azami 10° olması gerektiğini belirtmiştir. SOLAS (Safety of Life at Sea) tarafından önerilen bir başka kriterde dümen motorunun kapasitesi ele alınmıştır. Buna göre bir gemi tam hız yol alırken dümen açısı 0° 'den $+30^\circ$ 'ye daha sonra -35° 'ye ve sonra tekrar ilk konumuna (0°) (ITTC-Manoeuvring Committee, 2014). Askeri gemiler için ise öncel manevra performans kriterleri ve bu kriterlerin DTMB5415M test modeli üzerinde uygulanışı Quadvlieg vd. (2010)'nin çalışmasında bulunabilir.

Gemilerin manevra performans tahminlerinin incelendiği ve iki ayrı makaleden oluşan çalışmanın bu bölümünde ilk çalışmadan farklı olarak IMO'nun belirlemiş olduğu gemi manevra kabiliyeti kriterleri baz alınarak yapılması gereken standart manevra testleri (dönme, zigzag, durma) gösterilmiştir. Hangi manevra testinin neden ve nasıl yapıldığı, elde edilen sonuçların nasıl yorumlanması gerektiği ile ilgili bazı bilgiler verilmiştir. Ayrıca bir geminin dönme kabiliyeti ve doğrusal rota stabilitesine sahip olup olmadığına indeksler (K ve T) yardımıyla nasıl karar verileceği teorik olarak anlatılmıştır. Son bölümde ise gemilerin manevra performans tahminlerini etkileyen iç ve dış faktörlerden bahsedilmiş ve bu konularla ilgili yapılmış olan bazı çalışmalar incelenmiş ve yorumlanmıştır.

2. Manevra performansının belirlenmesi

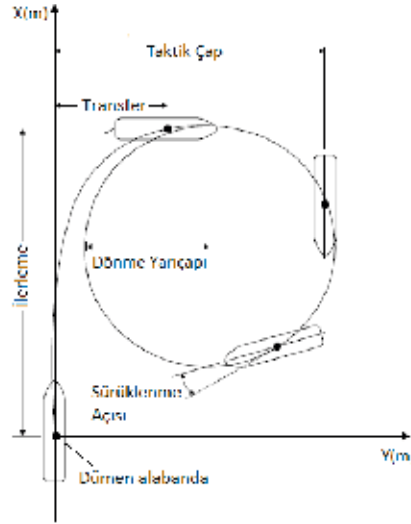
Pratikte, bir gemi veya denizaltının izlemiş olduğu rotadan sapmaması için dümen (denizaltılarda düşey ve yatay dümenler) kullanılır. Yani takip edilen rotanın istenildiği zaman değiştirilmesi veya rotadan sapmış olan geminin doğru bir şekilde asıl rotasına tekrar dönebilmesi için geminin rota değiştirme ve rota tutma kabiliyetlerinin önceden bilinmesi gerekir. Özellikle sığ ve kısıtlı sularda çalışan gemilerin seyri esnasında veya deniz trafiğinin yoğun olduğu iç sularda geminin izlemiş olduğu yörüngesini sık sık değiştirmesi gerekebilir. Böyle durumlarda dönme ve başlangıç dönme kabiliyetlerine sahip olan bir gemi dümeni kolay bir şekilde dinleyerek istenilen manevraları yapabilir. Gemi veya denizaltılarda bahsedilen manevra kabiliyetlerini belirleyebilmek için deneysel olarak bir dizi test yapılması gereklidir. Bu testler IMO'nun önermiş olduğu standart dönme, zigzag ve durma testleridir. Standart testler haricinde geminin manevra kabiliyetini daha hassas bir şekilde irdeleyebilmek amacıyla IMO'nun önerdiği diğer manevra testleri (çıkış, basit spiral, düz spiral, ters spiral) TMMOB Gemi Mühendisliği El Kitabı'nda (2011) mevcuttur. Deneysel yöntemler haricinde daha önce önerilmiş olan bazı teorik formülasyonlarla da gemilerin manevra ve rota tutma kabiliyetleri yaklaşık olarak belirlenebilir.

2.1. Dönme manevrası testi

Dönme manevrası testi gemi manevra deneyleri arasında en sık uygulanan testlerden birisidir. Dönme testi, dümen etkisinde olan geminin dönme performansını belirlemek amacıyla gerçekleştirilir. Test sırasında öncelikle gemi doğrusal bir yörünge üzerinde belirli bir hıza sabitlenir. Daha sonra dümen iskele ya da sancak yönünde 35° veya mümkün olan azami dümen açısına kadar döndürülerek geminin izlemiş olduğu dairesel yörünge kaydedilir. Dönme manevrası testi ve test sırasında ölçülen değerler Şekil 1'de gösterilmiştir.

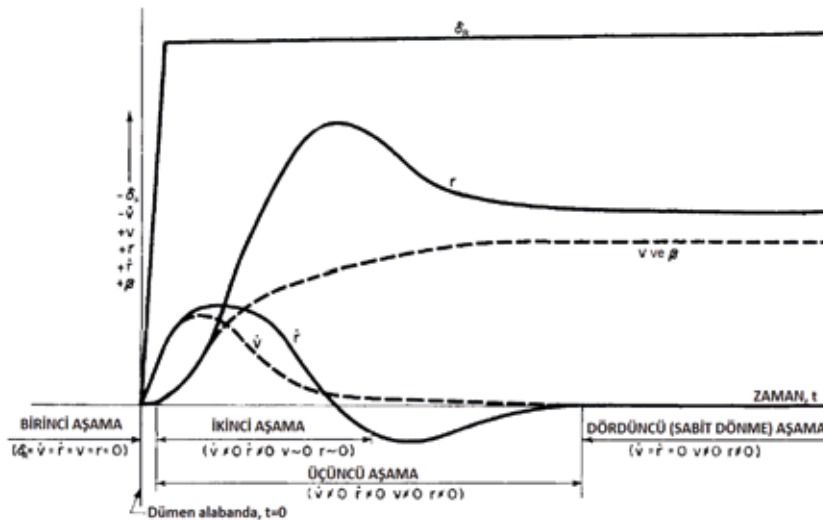
Geminin dönme yarıçapını belirleyebilmek için genellikle geminin en az iki tur (720°) dönmesine izin verilir. Bu test sonucunda ilerleme, transfer, dönme yarıçapı, taktik çap, sürekli dönmede hız kaybı, 90° dönme süresi ve 180° dönme süresi gibi geminin dönme performansı için önemli olan parametreler belirlenmiş olur. Bu parametreler arasında yer alan hız kaybının iki ana sebebi bulunmaktadır.

Bunlardan ilki dümenin kırılmasıyla birlikte geminin izlediği hareket yörüngesine ters yönde etki gösteren dümen kuvveti bileşeninin oluşmasıdır. İkinci sebep ise dönme manevrası esnasında oluşan sürüklenme açısı ile hareket doğrultusundaki sürtünme direncinin artış göstermesidir [Sabuncu, 1985]. Bu test esnasında ölçülen dönme yarıçapı ne kadar küçükse geminin dönme kabiliyeti o ölçüde yüksek olmaktadır. Dönme yarıçapının yüksek çıkması ise geminin rota tutma kabiliyetinin yüksek olduğunu gösterir.



Şekil 1. Standart dönme manevrası testi.

Dönme manevrası dört farklı aşamadan oluşmaktadır. Her bir dönme aşamasındaki hız ve ivme değerlerinin zamana bağlı olarak değişimi Şekil 2’de gösterilmiştir. İlk aşama geminin doğrusal rota üzerinde sabit bir hızla ilerlediği ($v = \dot{v} = r = \dot{r} = 0$) ve dümenin ilk alabanda edilme anına kadar geçen zamandır. İkinci aşama ise dümenin başlangıç konumundan (0°) döndürüleceği azami açığa gelene kadar geçen süreyi kapsayan ve geminin dümen kuvvet etkisinde yatay olarak dönme yönüne zıt yönde ilerlemeye başladığı bir zaman diliminden oluşmaktadır. Bu aşamada dümen yanal kuvvet bileşeni (Y_δ) ve momenti (N_δ) gemide yanal (\dot{v}) ve açısal ivmelerin (\dot{r}) oluşmasını sağlarlar. Ancak bu aşamada gemi henüz kendi eksenini etrafında dönemediği ve sürüklenme açısı çok küçük ($\beta \cong \frac{v}{U}$) olduğu için yanal (v) ve açısal hız (r) büyüklükleri ihmal edilebilecek düzeydedir ($v = r = 0, \dot{v} = \dot{r} \neq 0$).

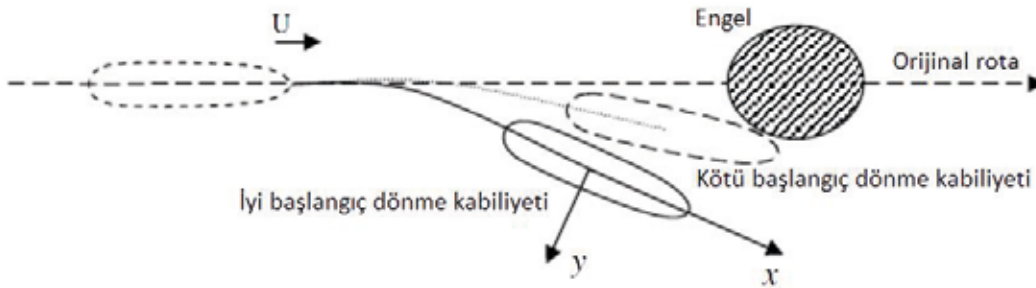


Şekil 2. Hız, ivme ve dümen açısı değerlerinin dönme manevrası esnasındaki değişimi (SNAME, 1989).

Bir sonraki aşama olan üçüncü aşama aslında ikinci aşamayı da kapsamaktadır. Bu aşamada azami açıya kadar kırılmış olan dümene geminin ilerleme yönünde ($X_{\delta}\delta$) ve yanal yönde ($Y_{\delta}\delta$) dümen kuvvetleri etkimeye başlar. Bu kuvvetler bağlı eksen takımında z eksenini etrafında bir moment oluşturarak gemiyi döndürür. $X_{\delta}\delta$ bileşeni geminin hareket doğrultusuna zıt yönde etkidiği için gemi direncini arttırarak geminin ilerleme hızının azalmasına neden olur. Bu aşamada, U hızıyla doğrusal rota üzerinde ilerlemekte olan gemiye önce $Y_{\delta}\delta$ kuvveti etkidiği için gemi kütle merkezinin yörüngesi dönme yönüne zıt yönde yanal olarak az miktarda değişir. Daha sonra gemi yanal kuvvet ve dönme momentinin etkisiyle r hızıyla dümenin alabanda edildiği yön doğrultusunda dönmeye başlar. Üçüncü dönme aşamasının sonunda (geminin ilk konumuna göre yaklaşık 100° - 120° 'lik dönüşünü gerçekleştirdikten sonraki konumuna geldiği anda) gemiye etkileyen hidrodinamik yanal kuvvet bileşeni ($Y_{\nu}\nu$) ile merkezkaç kuvveti birbirlerini dengeleyeceği için yanal ivme (ν) azalarak neredeyse sıfıra eşit olur. Benzer şekilde r açısal hızıyla dönen gemide bu dönmeye karşı zıt yönde oluşan momentin etkisiyle açısal ivme (\dot{r}) bu aşama sonunda neredeyse sıfıra eşit olur ($\nu = r = \dot{\nu} = \dot{r} \neq 0$). Açısal ivmenin azalması ve sonunda sıfıra çok yakın bir değer alması sürüklenme açısının da (β) büyüyerek azami sabit değerine ulaşmasını sağlar. Dördüncü aşama olan son aşama sürekli dönme evresi olarak da adlandırılmaktadır. Bu aşamada gemiye etkileyen hidrodinamik kuvvetler arasında yeni bir denge kurulmuş olduğundan dolayı gemi hızı ve yarıçapı sabit kalan sürekli bir dairesel dönme hareketi gerçekleştirir (Sabuncu, 1985).

2.2. Zigzag manevrası testi

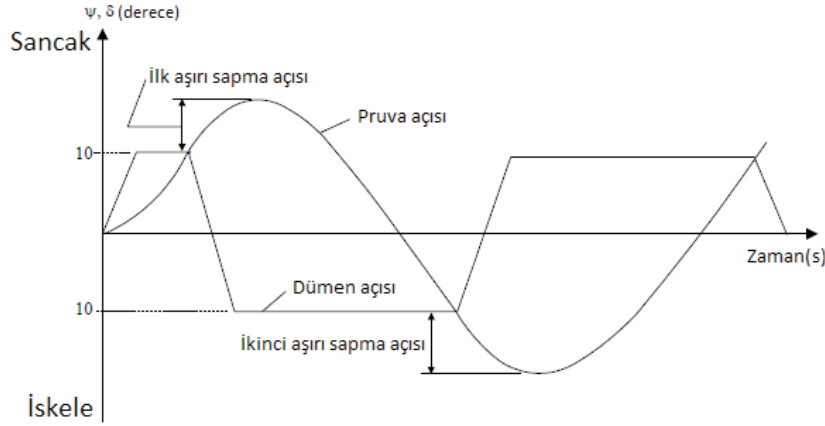
Zigzag manevrası aynı zamanda "Kempf manevrası" olarak da adlandırılır. Bu manevra testinden elde edilen sonuçlar dümenin gemiyi ne ölçüde kontrol edebildiğini gösterir. Ayrıca $10^{\circ}/10^{\circ}$ zigzag testi Şekil 3'te görüleceği gibi geminin başlangıç dönme kabiliyetini belirler.



Şekil 3. $10^{\circ}/10^{\circ}$ zigzag testi ile belirlenen başlangıç dönme kabiliyeti (Zaojian, 2006).

Zigzag manevrası performansının dümenin etkinlik derecesine bağlı olduğu kadar geminin stabilite karakteristiğine de bağlı olduğu söylenmiştir (SNAME, 1989). Zigzag deneyinde Şekil 4'te gösterildiği gibi sabit bir hızla ve doğrusal rotada ilerleyen bir geminin dümeni yaklaşık bir dakika sonra hızlı bir şekilde sabit bir açıya (10° veya 20°) döndürülür. Geminin pruva açısı (ψ) dümen açısı (δ) ile aynı açıya gelene kadar dümen açısı sabit tutulur. Pruva açısı dümen açısıyla eşitlendiği anda dümen tam ters yönde aynı açıya getirilerek bu işlemin tercihen beş defa tekrarlanması gerektiği tavsiye edilmiştir (ITTC-Maneuvering Committee, 2002). Bu deney çekme tanklarında SHT'lerle gemi modelleri kullanılarak veya ölçme cihazlarıyla donatılmış tam ölçekli gemilerin seyir tecrübeleri esnasında gerçekleştirilebilir. IMO gemilerin başlangıç dönme kabiliyetlerini belirlemek üzere $10^{\circ}/10^{\circ}$, dönme

kontrol kabiliyetlerini belirlemek için ise $20^\circ/20^\circ$ zigzag manevra testlerinin uygulanması gerektiğini bildirmiştir (TMMOB Gemi Mühendisliği El Kitabı, 2011).



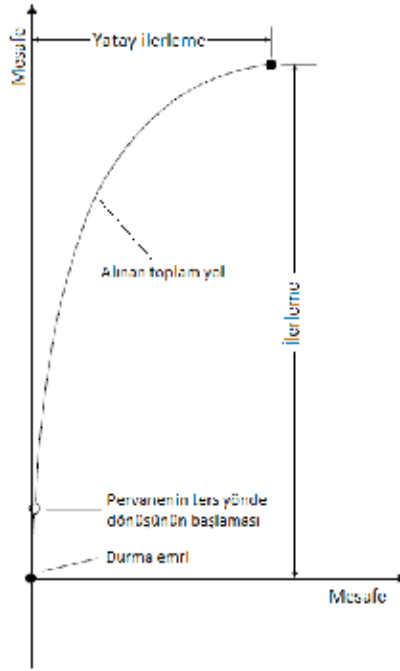
Şekil 4. Standart $10^\circ/10^\circ$ zigzag manevrası testi.

Zigzag manevra testleri sonucunda başlangıç dönme süresi, aşırı dönme açısı (overshoot angle), ve dönme kontrol süresi gibi bazı önemli parametreler elde edilmiş olur. Başlangıç dönme süresi, dümenin istenilen açığa döndürülmesinden sonra gemi pruvasının bu açığa ulaşması için geçen süredir. Bu süre doğrudan geminin rota değiştirmedeki hızını ölçer ve dümen etkinliğinin artmasına bağlı olarak artar. Deney esnasında pruva açısının kırılan dümen açısına ulaşmasından sonra dümenin diğer alabandaya kırılmasıyla gemi üzerindeki dönme ataleti sebebiyle anında diğer tarafa dönüş yapamaz. Dümenin aksine gemi bir süre daha ters yönde yol almaya devam eder ve maksimum bir pruva açısı değerine ulaşır. Dümenin diğer alabandaya kırıldığı andan itibaren ölçülen azami rota (pruva) açısı değerine aşırı dönme açısı denmektedir. Dönme kontrol süresi ise dümenin zıt yöne çevrilmesi ile gemi pruva açısının en büyük açığa ulaşmasına kadar geçen süredir.

Zigzag testinden elde edilen parametrelerin bilinmesi özellikle dar kanallarda çalışan gemiler için büyük önem arz etmektedir. Çünkü yatay olarak sınırlandırılmış sulara gemiyi sevk eden kişi dümeni bir taraftan diğer tarafa kırdığı zaman geminin ne kadarlık bir aşırı dönme açısı ile döneceğini bilerek önceden manevrasını en uygun bir şekilde gerçekleştirebilir. Ayrıca gemilerde hızın artmasıyla birlikte ardışık dümen kırmalar arasındaki süre azalmakta, buna karşılık aşırı dönme açısı artmaktadır. Denizaltılarda ise zigzag deneyi hem yatay hem de düşey düzlemlerde gerçekleştirilir. Düşey düzlemde yapılacak olan zigzag deneylerinin operasyonel anlamda denizaltılar için daha önemli olduğu söylenmiştir. Çünkü denizaltılar gerektiğinde düşey olarak kısıtlanmış sulara bazı operasyonlar gerçekleştirmek zorunda kalabilir. Bu yüzden düşey düzlemde aşırı dönme baş-kıç vurma açısı ve aşırı dönme esnasındaki derinlik değişimi denizaltılar için çok önemli iki parametredir (SNAME, 1989).

2.3. Durma manevrası testi

IMO'nun önerdiği standart manevra testlerinden üçüncüsü ise durma manevrası testidir. Bu testte sabit servis hızıyla ilerleyen gemiye tornistan komutu verildikten sonra tam olarak durması için gerekli olan süre ölçülür. Bu test esnasında Şekil 5'te görüldüğü gibi alınan toplam yol, ilerleme ve yatay ilerleme gibi geminin katettiği mesafeler elde edilmiş olur.



Şekil 5. Standart durma manevrası testi.

2.4. Doğrusal rota stabilitesi koşulunun teorik olarak belirlenmesi

Çalışmanın ilk bölümünde lineer hareket denklemleri anlatılırken belirtildiği gibi ileri öteleme hareketi, yanal öteleme ve savrulma hareketi denklemlerinden bağımsız olarak çözülmektedir. Diğer iki denklemin birlikte çözülmesiyle yatay hız bileşeni ve savrulma açılma hızı bileşeninin çözümü şu şekilde olacaktır (TMMOB Gemi Mühendisliği El Kitabı, 2011):

$$\begin{aligned} v &= v_1 e^{\sigma_1 t} + v_2 e^{\sigma_2 t} \\ r &= r_1 e^{\sigma_1 t} + r_2 e^{\sigma_2 t} \end{aligned} \quad [1]$$

Burada v_1, v_2, r_1, r_2 integrasyon sabitlerini, σ_1 ve σ_2 ise stabilite indislerini temsil etmektedir. Her iki stabilite indisi de negatif değere sahipse, v ve r değişkenleri zamanla sifira yaklaşacaktır. Bu değerlerin sifira yaklaşması geminin doğrusal stabiliteye ulaştığını göstermektedir. Stabilite indislerinden herhangi birisi pozitif ise v ve r parametreleri zamanla artacak ve dümen orta konumunda iken bile gemi dönmeye devam edecektir. Bulunan çözümlerin hareket denklemlerinde yerine konmasıyla ikinci dereceden,

$$A\sigma^2 + B\sigma + C = 0 \quad [2]$$

denklemini elde edilmiş olur. Bu denklemde,

$$\begin{aligned} A &= (m - Y_{\dot{v}})(I_z - N_{\dot{r}}) - (mx_G - Y_{\dot{r}})(mx_G - N_{\dot{v}}) \\ B &= -Y_v(I_z - N_{\dot{r}}) + N_v(mx_G - Y_{\dot{r}}) + (m - Y_{\dot{v}})(mx_G U - N_r) - (mU - Y_r)(mx_G - N_{\dot{v}}) \\ C &= -Y_v(mx_G U - N_r) + N_v(mU - Y_r) \end{aligned} \quad [3]$$

olarak verilmiştir. [2] no.'lu denklemin iki farklı kökü bulunmaktadır. Bunlar,

$$\begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \left[-\frac{B}{A} \pm \sqrt{\left(\frac{B}{A}\right)^2 - 4\frac{C}{A}} \right] \quad [4]$$

olarak elde edilir. Bu iki kokün de negatif olabilmesi için $B/A > 0$ ve $C/A > 0$ koşulları mutlaka sağlanmalıdır. Elde edilen bu koşullar dikkate alınarak doğrusal rota stabilitesi koşulu şu şekilde ifade edilebilir:

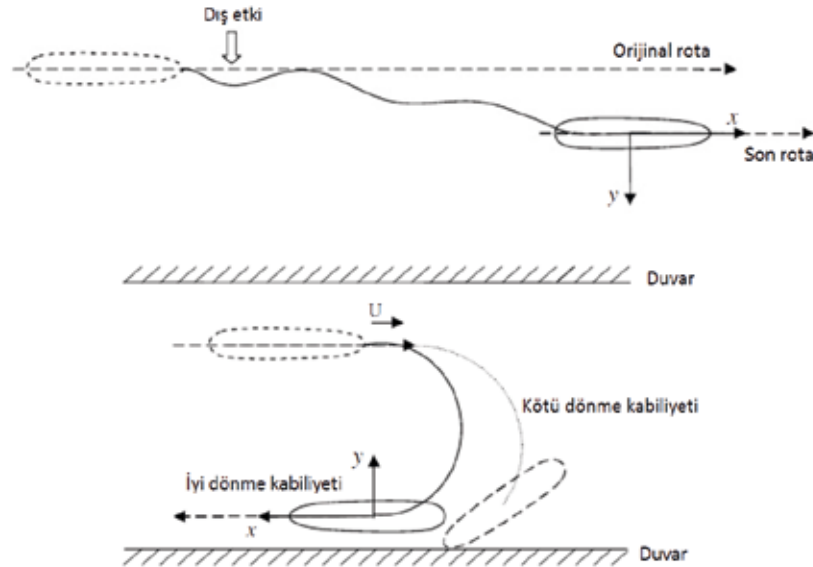
$$C = -Y_v(mx_G U - N_r) + N_v(mU - Y_r) > 0 \quad [5]$$

[5] no.'lu denklem şu şekilde de gösterilebilir:

$$\frac{N_r - mx_G U}{Y_r - mU} > \frac{N_v}{Y_v} \quad [6]$$

Görüldüğü gibi doğrusal stabilite kriteri (C) geminin ağırlık merkezinin yeri, servis hızı ve dört adet lineer manevra türevi ile belirlenebilmektedir. Pratikte bir gemi dizayn edilirken bu değerlerin genellikle sıfıra yakın ancak negatif değerde olması istenir. Böylece geminin biraz daha az rota stabilitesine sahip olmasına karşın manevra kabiliyeti artırılarak daha az dümen hareketiyle manevra yapılması istenir.

Gemilerde doğrusal rota stabilitesi ile dönme kabiliyeti arasında belirli bir dereceye kadar ters orantı söz konusudur. Genellikle rota tutma kabiliyeti güçlü olan gemilerin dümen dinleme becerileri düşüktür. Buna karşılık dönme kabiliyeti yüksek olan gemilerin de doğrusal bir rotada dengeli olarak kalabilmeleri için sürekli dümen müdahalesi gerekir. Bir geminin rota tutma (doğrusal rota stabilitesi) ve dönme kabiliyetleri Şekil 6'da gösterilmiştir.



Şekil 6. Gemilerde rota tutma (üstte) ve dönme kabiliyeti (altta) (Zaojian, 2006).

Genellikle sabit doğrusal rotalarda uzun mesafeler kateden açık deniz gemilerinde iyi derecede rota tutma kabiliyeti ve dinamik stabilite aranır. Çünkü bu tip gemiler rotalarından saptıkça gemiye etkiyen direnç artar ve bu da daha fazla yakıt sarfiyatına neden olur (bkz. Şekil 7).



Şekil 7. Düz rotada dış etkilere maruz kalan bir geminin izlediği farklı rotalar (Zaojian, 2006).

Rota tutma kabiliyeti yüksek olan büyük gemilerde liman, körfez vb. yerlerde manevra kabiliyetlerini arttırabilmek için baş ve kıç iticiler kullanılmaktadır. Büyük gemilerin çalıştığı alanlara kıyasla daha kısıtlı sularda veya deniz trafiğinin yoğun olduğu yerlerde çalışan gemilerde ise rota tutma kabiliyeti yerine daha çok manevra yapabilme yeteneği aranır. Tüm bunlarla birlikte iyi manevra yapabilen ve rota tutma kabiliyetine sahip bir gemi dizaynı da yapmak mümkündür. Geminin kıç tarafında yeri optimum olarak belirlenmiş ve alanı da yeterince büyük olarak tasarlanmış bir dümen geminin dönme manevrası kabiliyetini arttırdığı gibi doğrusal rota stabilitesini de düzenler. Ayrıca boyu uzun ve genişliği az olan narin formdaki gemilerde T/L oranının arttırılması dönme manevrası performansına herhangi bir olumsuz etki yapmaksızın rota tutma kabiliyetini arttırır. Manevra ve rota tutma kabiliyetlerini etkileyen hususları sırasıyla özetlemek gerekirse, gemi ağırlık merkezinin mastoriden kıça doğru olması, gemi kıç formunun dolgun olması ve kıç tarafta skeglerin bulunması gibi özellikler rota tutma kabiliyetini; dümen alanının yeterince büyük olması, dümen konumun ve formunun optimum olması , gemi kıç formunun narin olması, gemide taşınması mümkün olan ağırlıkların mastoride toplanarak kütle atalet momentinin azaltılması, blok katsayısının yüksek olması ve B/L oranının artması gibi hususlar geminin manevra kabiliyetini arttırır (Sabuncu, 1985).

2.5. Rota tutma ve dönme kabiliyeti indekslerinin belirlenmesi

Manevra yapan bir gemiye ait hareket denklemleri ilk bakışta her ne kadar basit görünse de denklemler içerisinde yer alan manevra türevlerinin sayısal ya da deneysel olarak belirlenmesi zor olduğundan geminin manevra yeteneklerini belirleyebilmek için pratikte kullanılabilir bazı matematiksel formülasyonlar türetilmiştir. Bu bölümde öncelikle Nomoto modeli (Nomoto, 1966) olarak bilinen K ve T indekslerine bağlı formülasyonların elde edilme yöntemi, daha sonra bu indekslerin fiziksel olarak ne ifade ettiklerinden bahsedilecektir.

Nomoto modelinde K ve T indekslerine bağlı olarak lineer hareket denklemlerinden şu şekilde ikinci dereceden bir diferansiyel denklem türetilmiştir [Nomoto, 1966]:

$$T_1 T_2 \ddot{r} + (T_1 + T_2) \dot{r} + r = K \delta + K T_3 \dot{\delta} \quad [7]$$

Burada,

$$T_1 T_2 = \frac{(m - Y_{\dot{v}})(I_z - N_{\dot{r}}) - (m x_G - Y_{\dot{r}})(m x_G - N_{\dot{v}})}{-Y_v(m x_G U - N_r) + N_v(m U - Y_r)}$$

$$T_1 + T_2 = \frac{-Y_v(I_z - N_{\dot{r}}) + N_v(m x_G - Y_{\dot{r}}) + (m - Y_{\dot{v}})(m x_G U - N_r) - (m U - Y_r)(m x_G - N_{\dot{v}})}{-Y_v(m x_G U - N_r) + N_v(m U - Y_r)}$$

$$K = \frac{-Y_v N_{\delta} + N_v Y_{\delta}}{-Y_v(m x_G U - N_r) + N_v(m U - Y_r)}$$

$$T_3 = \frac{-Y_{\delta}(m x_G - N_{\dot{v}}) + N_{\delta}(m - Y_{\dot{v}})}{-Y_v N_{\delta} + N_v Y_{\delta}}$$

olarak ifade edilmiştir. [7] no.'lu denklemde gösterilen diferansiyel denklem aslında ikinci mertebeden bir cevap modelidir ve dümenin hareketine karşılık teknenin yapacağı dönme hareketini belirler. Bu modelin daha da sade bir forma dönüştürülebilmesi için gemilerde baş-kıç simetrisi olduğu varsayımı yapılarak [7] no.'lu denklem birinci mertebeden bir cevap modeline indirgenebilir. Baş-kıç simetrisi yaklaşımı yapıldığında,

$$x_G \approx 0, Y_r \approx 0, Y_{\dot{r}} \approx 0, N_v \approx 0, N_{\dot{v}} \approx 0$$

olur. Böylece,

$$K \approx -\frac{N_{\delta}}{N_r}, \quad T_1 + T_2 \approx -\frac{I_z - N_{\dot{r}}}{N_r} - \frac{m - Y_{\dot{v}}}{Y_v}, \quad T_3 \approx -\frac{m - Y_{\dot{v}}}{Y_v}, \quad T_1 + T_2 - T_3 \approx -\frac{I_z - N_{\dot{r}}}{N_r}$$

olarak elde edilmiş olur. Ayrıca yapılan sadeleştirmelerle birlikte lineer hareket denklem sistemi içerisinde yer alan savrulma hareketi denklemi,

$$(I_z - N_{\dot{r}})\dot{r} + N_r r = N_{\delta} \delta \quad [8]$$

olarak yazılabilir. Bu denklem aşağıdaki formda tekrar yazılacak olursa,

$$-\frac{I_z - N_{\dot{r}}}{N_r} \dot{r} + r = -\frac{N_{\delta}}{N_r} \delta \quad [9]$$

elde edilir. Rota tutma kabiliyeti indeksi, $T = T_1 + T_2 - T_3$ şeklinde yazılırsa sonuç olarak,

$$T\dot{r} + r = K\delta \quad [10]$$

denklemini elde edilmiş olur. Bu denklem de yer alan K ve T değerleri manevra indeksleri olarak adlandırılırlar. K indeksi geminin dönme kabiliyetini göstermektedir. Sabit dönme rejimine ulaşmış bir gemide ($\dot{r} = 0$) açıl dönme oranı $r = K\delta$ olacaktır. Aynı denklemde yer alan T indeksi ise geminin rota tutma ve dümen dinleme kabiliyetini (dinamik stabilite) ifade eder.

2.6. Gemilerin manevra performans ölçütlerinin değerlendirilmesi

Gemi manevra performansını lineer manevra türevleri ve bazı gemi parametrelerine bağlı olarak genel anlamda değerlendirebilmek için kullanılan ifadeleri tekrar yazacak olursak manevra indeksleri,

$$K \approx -\frac{N_{\delta}}{N_r}, \quad T \approx -\frac{I_z - N_{\dot{r}}}{N_r} \quad [11]$$

doğrusal rota stabilitesi koşulu,

$$C = -Y_v(mx_G U - N_r) + N_v(mU - Y_r) > 0 \quad [12]$$

ve sabit dönme oranı ile sabit dönme dairesi çapı,

$$r_0 = \frac{-Y_v N_{\delta} + N_v Y_{\delta}}{C} \delta_0, \quad D_0 = 2 \frac{U_0}{r_0} \quad [13]$$

olarak verilmektedir. K indeksi ne kadar büyükse gemi o derecede iyi dönme kabiliyetine sahip olurken, T indeksi de ne kadar küçükse gemi o kadar iyi rota tutma kabiliyetine sahip olur. K büyürken T'nin küçülmesi başlangıç dönme (initial turning) ve rota değiştirme (course-changing) kabiliyetini artırır. Doğrusal rota stabilite indeksi olan C ne kadar büyükse gemi o kadar iyi dinamik stabiliteye sahip olur. [11] no.'lu denklemde görüldüğü gibi K indeksi N_{δ} ile doğru orantılı olduğundan, dümen açısına bağlı

olarak savrulma momentinde meydana gelişim arttıkça gemi daha iyi dönme manevrası yapacaktır. Bu da dizayn edilecek dümenin yüzey alanını oldukça büyük tutarak maksimum savrulma momentini verecek şekilde tasarlanması gerektiği anlamına gelmektedir.

T indeksi $I_z - N_r$ ile doğru orantılı olduğu için $I_z - N_r$ terimindeki artış T indeksini de arttıracak ve doğrusal rota stabilitesinin azalmasına sebep olacaktır. Bu yüzden gemi üzerindeki yük dağılımı mümkün olduğunca gemi ortasına (midship) yakın olursa doğrusal rota stabilitesi o kadar iyileşecektir. Stabilite kriterinin pozitif ve büyük bir değer olması isteniyorsa Y_v ve N_r türevlerinin mümkün olduğunca büyük ve negatif, N_v türevinin ise mümkün olduğunca büyük ve pozitif bir değere sahip olması gerekir. N_v türevinin pozitif bir değer alabilmesi için pozitif değerde olan yanal hızın (v) tekne üzerinde pozitif savrulma momenti, negatif değere sahip yanal hızın ise negatif savrulma momenti oluşturması gerekir. Bu da geminin kış bölgesinin baş kısmına göre daha dolgun olmasıyla gerçekleşecektir. Ayrıca [12] no.'lu denklemden ağırlık merkezinin (x_G) başa doğru olmasının (negatif değerde) doğrusal rota stabilitesini arttıracığı çıkarımı yapılabilir.

[13] no.'lu denklem incelendiğinde ise, dümenin sancak tarafına kırılması pozitif yön olarak kabul edilirse Y_δ negatif, N_δ ise pozitif olur. Tablo 2'de görüleceği üzere Y_v değeri zaten her zaman negatif ve büyük bir değere sahip olacağı için N_v değerinin pozitif olması durumunda sabit dönme oranı küçülecek, bu da dönme çapını arttıracaktır. Dönme çapının artması geminin dönme kabiliyetinin daha da kötüleştiğini gösterir.

Tablo 2. Lineer manevra türevlerinin büyüklük mertebeleri ve işaretleri.

Türev	Y_v	Y_r	N_r	N_v	Y_r	Y_v	N_v	N_r
Mertebe	Büyük	Büyük	Büyük	Büyük	Küçük	Küçük	Küçük	Küçük
İşaret	Negatif	Negatif	Negatif	Negatif	Belirsiz	Belirsiz	Belirsiz	Belirsiz

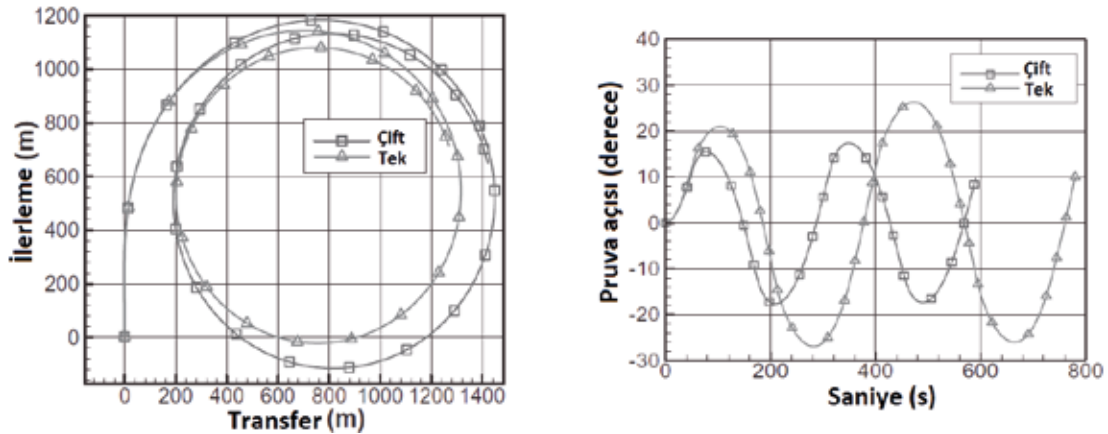
Tablo 2'de gösterilen lineer manevra türevlerinde Y_v , N_v , Y_r , N_r türevleri sönüm (damping) katsayıları, Y_v , N_v , Y_r , N_r türevleri ise ek kütle (added mass) katsayıları olarak adlandırılmaktadır. Burada mertebesi küçük olan manevra katsayıları (Y_r , Y_v , N_v , N_r) eğer gemi baş-kış simetrisine yakın bir forma sahipse sıfır olarak alınabilir. Ayrıca gemiler genellikle xz düzlemine göre (yani boy simetri düzlemine göre) simetrik oldukları için X_r , X_v , X_v , X_v türevleri de sıfıra eşit olur. Aynı şekilde yanal ötelenme ve savrulma hareketi için çözülecek denklemlerde Y_u , Y_u , N_u , N_u türevleri de sıfır olur.

3. Manevra performans tahminlerini etkileyen iç ve dış faktörler

Gemiler denizde yol alırken bir takım iç ve dış etkilere maruz kalırlar. Bu etkilere bağlı olarak da gemilerin manevra performansları değişiklik gösterebilir. Maruz kalınan bu etkileri iki ana başlık altında toplamak mümkündür: gemi dizaynına bağlı iç etkiler ve çevre kaynaklı dış etkiler. İç etkiler geminin dizaynı ve görev tanımı ile ilgiliyken, dış etkiler ise geminin seyrü sefer çevre şartlarına göre değişiklik gösterir. İnsan faktörü gibi dolaylı etkiler de bir geminin manevra performansında önemli role sahiptir (Wagenaar, 1970; ABS, 2006), ancak bu konu çalışmanın kapsamı dışında yer almaktadır. Bundan sonraki bölümlerde gemilerin manevra performanslarını etkileyen iç ve dış faktörler alt ana başlıklar halinde incelenmiştir. İç etkiler gemi dizaynına bağlı pervane, dümen, gemi formu ve ölçek etkisini içerirken; sığ su, dar kanal ve dalga etkileri de çevre kaynaklı dış etkiler başlığı altında toplanmıştır.

3.1. Pervane ve dümen etkisi

Gemilerin manevra performansı, kullanılan sevk sistemlerine ve takınlara bağlı olarak değişiklik gösterir. Özellikle iç sularda ve dar kanallarda çalışan gemilerde manevra performansı öncelikli bir konu olduğundan bu gemilerde azimut pervane, kış ve baş itici gibi tahrik sistemleri sıklıkla kullanılır. Hatvesi kontrol edilebilen pervaneler sabit kanatlı pervanelere göre manevra kabiliyeti açısından daha avantajlıdır. Sığ suda kullanılan pervane, suyun derinliğinin az olmasından dolayı kısıtlı boyutlarda dizayn edileceği için bu gemilerde manevra kabiliyetini genellikle arttıran daha küçük boyutlarda çift pervaneli sevk sistemleri tercih edilir. Mascio vd. (2011) tarafından çift pervaneli bir savaş gemisi için bir dizi HAD analizi yapılarak geminin manevra kabiliyeti belirlenmeye çalışılmıştır. Bu çalışmada aynı geminin tek pervaneli formu için regresyon yöntemi ile türetilmiş ampirik ifadelerin çift pervaneli durumda doğru sonuçlar vermediği belirtilmiştir. Pervane sayısının manevra performansına olan etkisinin incelendiği bir başka çalışmada ise Kim vd. (2007) bir konteyner gemisinin Şekil 8’de görüldüğü gibi çift pervaneli formunun tek pervaneliye göre dönme yeteneğinin daha kötü fakat rota tutma ve rota değiştirme kabiliyetlerinin daha iyi olduğunu göstermişlerdir. Her iki durum için de manevra katsayıları elde edilerek doğrusal rota stabiliteyi hesaplanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. DHM testi simülasyonlarından elde edilen sonuçlara göre geminin çift pervaneli ve çift dümenli durumdayken daha iyi doğrusal stabiliteye sahip olduğu belirtilmiştir.



Şekil 8. Tek ve çift pervane kullanımının dönme (solda) ve rota tutma (sağda) performansına etkisi (Kim vd., 2007).

Gemilerin birçoğunda manevra hareketi genellikle kıç tarafta bulunan dümen(ler) yardımıyla sağlanmaktadır. Dümenlerin rota değişimi için kullanımı dar kanallarda açık denizlere kıyasla daha fazla olmaktadır. Kullanılan dümenin sayısı, tipi, dönme hızı, yüzey alanı, yan oranı ve açısı gibi parametreler teknenin hidrodinamik karakteristiğini doğrudan etkilemektedir ve manevra kabiliyeti açısından da son derece önemlidir. Özellikle dümenin yüzey alanındaki artış manevra kabiliyetini olumlu yönde etkilese de ıslak alan artacağı için takıntı direnci de artmış olacaktır. Bu yüzden kullanılacak dümen formu ile ilgili ön dizayn aşamasında etkili bir optimizasyon çalışması yapılması gereklidir. Dümen formu konusunda Yang vd. (2015) sayısal ve deneysel çalışmalar yaparak bükümlü (twisted) ve normal formdaki dümenlerin manevra performansına olan etkisini değerlendirmişlerdir. Ancak daha önce bu konuda yapılan çalışmaların aksine, iki dümen formu arasında dönme manevra kabiliyeti açısından bariz bir fark olmadığını belirtmişlerdir. Babu ve Krishnankutty (2015) ise balık kuyruğu şeklindeki bir

dümen profili (fish tail shaped rudder) ile geleneksel dümen profilinin manevra performansına olan etkilerini karşılaştırmışlardır. Farklı dümen açılarında yapmış oldukları HAD analizleri ile balık kuyruğu dümen profilinin dönme manevrası performansını arttırdığı sonucuna ulaşmışlardır (bkz. Şekil 9). Bal (2011) ise çalışmasında iki boyutlu balık kuyruğu dümen profilinin hidrodinamik performansa olan katkısını sınır elemanları yöntemi ile incelemiştir.

Geleneksel dümen				
Dümen Açısı	Sürekli Dönme Çapı (m)	Taktik Çap (m)	İlerleme (m)	Transfer (m)
0	-	-	-	-
10	1175.49	1189	721.3	669.1
20	570.46	584.45	410.4	347.8
30	369.44	383.4	307.08	241.1
35	307.87	321.8	275.43	208.4
Balık kuyruklu dümen				
0	-	-	-	-
10	775.82	789.82	515.9	456.8
20	372.99	386.99	308.9	242.9
30	235.1	249	238	169.7
35	194.44	208.4	217.1	148.1



Geleneksel Dümen Profili



Balık Kuyruklu Dümen Profili

Şekil 9. Geleneksel ve balık kuyruklu dümen formunun dönme manevrasına etkilerinin karşılaştırılması (Babu ve Krishnankutty, 2015).

Başka dümen formlarının incelendiği bir çalışmada ise üç farklı dümen profilinin (NACA, Wedge Tail, IFS) hem dönme hem de zigzag manevralarına etkileri sayısal olarak incelenmiştir (Liu, J. vd., 2016). Dümene yüzey normali yönünde etkiyen kuvvet arttıkça, dönme manevrasında ilerleme ve taktik çapın, 10/10 ve 20/20 zigzag testinde ise aşırı sapma açılarının azaldığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca NACA profilinin üç farklı dümen tipi arasında en verimli (azami C_L/C_D oranını veren) dümen profili olduğu belirtilmiştir.

Dümen yerleşiminin de geminin manevra performansı üzerinde etkisi olduğu bilinmektedir. Çift dümenin yeni bir konfigürasyonla kullanıldığı bir çalışmada, dümenler Şekil 10'da görüleceği gibi pervanenin iki yanına yerleştirilerek bir gemiye ne ölçüde enerji tasarrufu sağladığı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir (Sasaki vd., 2016). Dümen yerleşimi bu şekilde olduğunda geminin yaklaşık %7-8 civarında enerji tasarruf ettiği sonucuna varılmıştır.



Şekil 10. Pervanenin yanında bulunan ikili dümen konfigürasyonu (Sasaki vd., 2016).

3.2. Gemi formu etkisi

Gemi formundaki farklılıklar manevra yapan bir gemi üzerinde oluşan hidrodinamik kuvvetler ve momentlerin büyük oranda değişmesine neden olmaktadır. Manevra performansı açısından genellikle uzun ve narin formların rota tutma kabiliyeti geniş ve dolgun gemilere göre daha iyi olmakta fakat dönme performansında bu durumun tam tersi geçerli olmaktadır. Ayrıca geminin trimli olması da manevra performansını etkilemektedir. Örneğin gemi başa trimli ise doğrusal rota stabilitesinin azalacağı fakat buna karşılık dönme performansının artacağı, eğer kıça trimli ise bu durumun tam tersinin olacağı belirtilmiştir (TMMOB, Gemi Mühendisliği El Kitabı, 2011). Ana boyutlar ve bunların oranlarının temel manevra kabiliyetleri üzerindeki etkilerini doğrusal rota dengesi ve dönme kabiliyeti açısından görebilmek için Tablo 2 incelenebilir.

Tablo 2. Gemi ana boyutlarının temel manevra kabiliyetleri üzerindeki etkileri (TMMOB Gemi Mühendisliği El Kitabı, 2011).

	Doğrusal Rota Dengesi	Dönme Kabiliyeti
Boy [L]	+	-
Genişlik[B]	-	+
Su Çekimi [T]	+	-
L/B	+	-
B/T	-	+

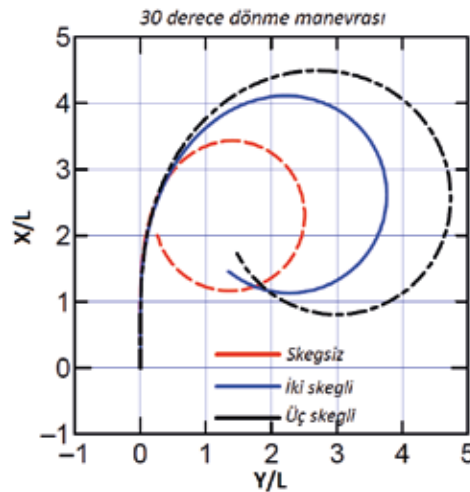
Genellikle sığ sularda çalışan ve taşıma kapasiteleri gemilere nazaran çok daha fazla olan duba sistemlerinin manevra performanslarının incelenmesiyle ilgili birçok sayısal ve deneysel çalışma yapılmıştır (Luo ve Zhang, 2007; Koh vd., 2008 a,b,c; Maimun vd., 2011; Koh ve Yasukawa, 2012). Bu çalışmaların içerisinde Koh vd. (2008c) tarafından farklı duba sistemi konfigürasyonları için incelemeler yapılmış ve dubaların uzunlamasına sıralandığı zaman enlemesine sıralanmasına kıyasla daha az güç harcanarak tahrik edilebildiği söylenmiştir. Manevra performansı açısından ise duba sistemlerinin uzunlamasına boyları arttırıldığında atalet momentin de artmasından ötürü taktik çap, ilerleme ve transfer mesafelerinde artış olduğu belirtilmiştir. Aynı şekilde dubalar uzunlamasına sıralandığında yanyana sıralanmaya kıyasla daha az direnç oluşturacağı için durma mesafesinin de arttığı sonucuna varılmıştır. Benzer bir çalışmada ise bu sefer duba sistemleri asimetrik olarak dizilerek manevra performansları incelenmiştir (Koh vd., 2008 a). Duba sayısının bir tarafta daha fazla olduğu asimetrik sistemlerde iskele ve sancak yönüne dönüşlerde dümen ve pervaneye etkileyen asimetrik kuvvetlerden dolayı her iki yöndeki dönme yarıçaplarının da farklılık gösterdiği belirtilmiştir. Duba sistemleri dışında gemilerin ana boyutlarındaki değişimin manevra performansına olan etkilerinin incelendiği başka bir çalışmada ise genişlik, su çekimi, su altı hacmi ve hacim merkezinin boyuna yeri, dümen alanı ve gemi boyu gibi parametreler değiştirilerek dönme ve zigzag testleri sayısal olarak gerçekleştirilmiş ve geminin optimum dönme manevrası belirlenmiştir (Perez ve Clemente, 2007). Şekil 11’de görüleceği gibi parametreler tek başına veya kombine olarak $\pm 5\%$ oranında değiştirilip geminin dönme ve zigzag rotasına etkileri incelenmiştir.

	Orijinal	+5%B, -5%T	+5%T, -5%B	+5% LCB	-5% LCB	+5% Dümen	-5% Dümen
İlerleme	3.44	3.35	3.56	3.37	3.50	3.39	3.49
Taktik çap	4.80	4.61	5.01	4.71	4.85	4.73	4.86
Aşırı sapma	14.10	14.80	13.50	14.20	14.20	14.20	14.00
	Orijinal	+5% L, -5% B	-5% L, +5% B	+5% L, -5% T	-5% L, +5% T		
İlerleme	3.44	3.57	3.29	3.50	3.38		
Taktik çap	4.80	5.13	4.43	4.97	4.61		
Aşırı sapma	14.10	12.56	16.12	13.17	15.16		

Şekil 11. Gemi form parametrelerinin ilerleme, taktik çap ve aşırı sapma açısı üzerindeki etkileri (Perez ve Clemente, 2007).

Yapılan çalışma sonucunda gemi boyundaki azalmanın zigzag kabiliyetini olumsuz etkilediği görülmüştür. Gemi genişliğinin artmasıyla birlikte boyunun kısılması, ilerleme mesafesi ve taktik çapı azaltırken aşırı sapma (overshoot) açısının artmasına neden olmuştur. Su çekimindeki değişimin manevra kabiliyeti üzerinde net olarak bir etkisi görülmemiştir. Gemi su altı hacim merkezinin (LCB) gemi baş tarafına doğru kayması dönme manevrasını olumlu yönde etkilemiş, zigzag manevrası üzerinde ise az bir etkisi olmuştur. Dümen alanının artması manevra kabiliyetini arttırırken, diğer yandan geminin ihtiyacı olan gerekli gücün artmasına da sebep olmuştur.

Gemi manevra kabiliyetini belirleyen hidrodinamik kuvvetler daha önce de belirtildiği gibi genellikle geminin ana boyutlarına ve bunların oranlarına bağlı olarak değişmektedir. Bunun yanısıra Şekil 12'de görüldüğü gibi geminin kıç kısmında bulunan skeglerin de rota tutma kabiliyetini arttırdığı söylenmiştir (Yasukawa vd., 2006). Doğrusal rota stabilitesi ne kadar arttırılmak isteniyorsa skeg alanının da o kadar büyütülmesi gerektiği belirtilmiştir.



Şekil 12. Skeg kullanımı ve sayısının rota tutma kabiliyeti üzerindeki etkisi (Yasukawa vd., 2006).

3.3. Model ölçeği etkisi

Manevra konusunda şu ana kadar ölçek etkisinden tamamen kurtulabilmek için önerilmiş herhangi bir yöntem veya prosedür bulunmamaktadır (ITTC-Manoeuvring Committee, 2014). ITTC farklı model deney havuzlarından topladığı verilerle yapmış olduğu değerlendirmeler sonucunda, su derinliğine bakılmaksızın, deneylerde kullanılan ortalama gemi modeli boyunun 3 metre olduğunu söylemiştir.

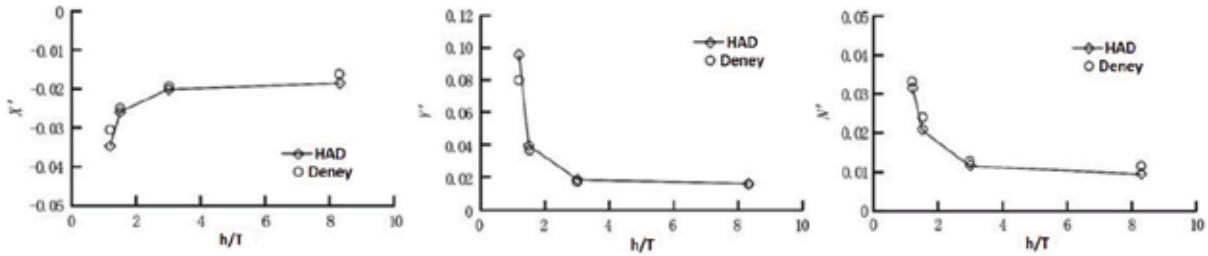
Ancak su derinliği dikkate alındığında sığ suda yapılan deneylerde model boyunun ortalama 3.6 metre, derin suda yapılan testlerde ise ortalama 4.4 metre olduğu belirtilmiştir. DHM deneylerinde ise statik sürüklenme testi yapılırken model boyunun ortalama 4.1 metre, harmonik testlerde 4.9 metre olduğu söylenmiştir. DKT testlerinde ise ortalama model boyunun 3.9 metre olduğu belirtilmiştir (ITTC-Manoeuvring Committee, 2017). Son yıllarda yapılmış olan çalışmalarda dümene ve tekneye etkiyen kuvvetler üzerindeki ölçek etkisi ayrı ayrı incelenmiştir. Shen vd. (2010), yapmış oldukları HAD hesaplamalarıyla kavitasyon oluşumu, sınır tabaka kalınlığındaki değişim ve pervane devri farkı gibi nedenlerden dolayı geminin tam ölçekteki dönme dairesinin her zaman model ölçeğine göre daha büyük olması gerektiğini savunmuşlardır. Ancak ölçek etkisinden kaynaklanan bu durumun her zaman bu şekilde olmayacağı diğer bazı çalışmalarda görülmektedir (Yang vd., 2009; Son vd., 2010). Teknenin maruz kaldığı hidrodinamik kuvvetler üzerindeki ölçek etkisi ile ilgili Kim vd. (2003), DTMB5415 test modelinin takıntısız formu için model ölçeği ve tam ölçekte HAD simülasyonları yapmıştır. Farklı sürüklenme açıları için yapmış olduğu analizlerin sonucunda düşük sürüklenme açılarında yanal kuvvet (Y) üzerindeki ölçek etkisinin az, ancak sürüklenme açısı büyüdükçe ölçek etkisinin arttığını söylemiştir. Çünkü yanal öteleme kuvveti (Y) aslında tekne üzerindeki basınç farkını ifade ettiğinden düşük açılarda Y kuvveti, viskoz kesme gerilmesinden kaynaklanan kuvvetlere (X) göre ölçek etkisinden daha az etkilenir. Ancak açı büyüdükçe model üzerinde oluşan sınır tabaka kalınlığının tam ölçeğe göre tamamen farklı bir hale gelmesinden dolayı sınır tabaka içerisinde oluşan girdaplar farklılık gösterecek ve bu da yanal öteleme kuvvetindeki ölçek etkisini arttıracaktır. Leeuwen ve Journee (1970), British Bomberdier referans modelinin 1/55 ve 1/100 model ölçeğinde deneylerini yaparak lineer ve lineer olmayan manevra türevlerinin ölçek etkisinden ne derecede etkilendiğini incelemişlerdir. İki ölçek arasında lineer manevra katsayılarının ortalama %10, lineer olmayan katsayıların ise ortalama %45'e kadar değiştiğini belirtmişlerdir. KVLCC2 referans modeli ele alınarak yapılan bir başka çalışmada ise hidrodinamik kuvvetler, savrulma momenti ve lineer manevra katsayıları üzerindeki ölçek etkisi Şekil 13'da görüldüğü gibi statik sürüklenme testi, salt yanal öteleme ve savrulma testleri ile üç farklı model ölçeği kullanılarak HAD yöntemi ile incelenmiştir (Jin vd., 2016). Sonuç olarak ölçek etkisinin savrulma momentinde hidrodinamik kuvvetlere kıyasla daha az görüldüğü belirtilmiştir.

	HAD Sonuçları (S)				Fark
	$\lambda=1$	$\lambda=58$	$\lambda=100$	$\lambda=225$	$(S_{Max}-S_{Min})/S_{Min}$
Statik sürüklenme					
X'_s	-0.0075	-0.0168	-0.020	-0.028	277.7%
Y'_v	-0.214	-0.244	-0.246	-0.253	18.2%
N'_v	-0.141	-0.136	-0.140	-0.141	3.8%
Salt yanal öteleme					
Y'_v	-0.217	-0.242	-0.248	-0.255	17.5%
Y'_ψ	-0.225	-0.238	-0.239	-0.247	10.0%
N'_v	-0.147	-0.143	-0.146	-0.147	3.0%
N'_ψ	-0.0086	-0.0093	-0.0094	-0.0099	13.1%
Salt savrulma					
Y'_r	-0.056	-0.069	-0.071	-0.074	24.3%
Y'_ψ	-0.025	-0.030	-0.031	-0.034	26.5%
N'_r	-0.049	-0.051	-0.052	-0.048	7.7%
N'_ψ	-0.0061	-0.0068	-0.0070	-0.0079	22.8%

Şekil 13. KVLCC2 gemisine ait lineer manevra katsayıları üzerindeki ölçek etkisi (Jin vd., 2016).

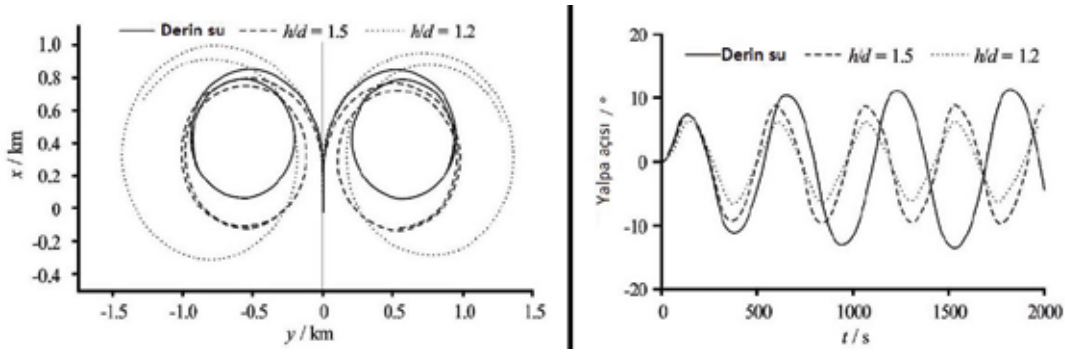
3.4. Sığ su etkisi

Sığ su koşulu değişik kaynaklarda farklı şekillerde tanımlanmıştır. Gemiler için sığ su şartı, su çekimine bağlı olarak belirlendiği için gemiden gemiye farklı derinliklerdeki sular sığ su veya derin su olarak adlandırılabilir. Açık denizlerde seyreden gemilerde su derinliğinin (h), gemi su çekimine (T) oranı derin su koşulu için genellikle $h/T > 4$ olarak alınır (ITTC-Manoeuvring Committee, 2017). Sığ suyun etkisi orta derinlikten ($1.5 < h/T < 4$) itibaren başlamakta, sığ suda ($1.2 < h/T < 1.5$) etkisi daha da artmakta ve su daha da sığlaştıkça ($h/T < 1.2$) sığ su etkisinin gemilerin manevra performansları üzerinde ciddi bir şekilde hissedilmektedir (Vantorre, 2003). Su sığlaştıkça gemi üzerine etkiyen hidrodinamik kuvvetler ve momentteki artış Şekil 14’te gösterilmiştir [Zou vd., 2010]. Toxopeus vd. (2013) sığ su koşulunda HAD yöntemi ile gerçekleştirilen simülasyonlarda direnç sonuçlarındaki doğruluğu arttırabilmek için kontrol hacminin oldukça geniş tutulması gerektiğini çünkü yan duvarların Y kuvveti ve N momenti üzerindeki etkisiyle sonuçların yaklaşık %10 kadar değiştiğini söylemişlerdir. Ayrıca serbest yüzey etkilerinin ihmal edilmesinin kuvvetlerin deney sonuçlarına kıyasla %5 oranında daha düşük tahmin edilmesine yol açtığı belirtilmiştir. Yine aynı çalışmada eğer gemi batma ve trim hareketlerine serbest bırakılmazsa (OSD), çok düşük Fr sayılarında bu durumun kuvvet ve moment sonuçlarını etkilemediği sonucuna varılmıştır. Son olarak, derin su koşuluna kıyasla sığ suda ileri ötelenme kuvvetinin yaklaşık iki kat, yanıl ötelenme kuvvetinin altı kat ve savrulma momentinin de dört kata kadar arttığı belirtilmiştir. Başka bir çalışmada batma ve trim değerlerinin de kuvvetler ve momentteki artış kadar olmasa da derinliğin azalmasıyla birlikte az miktarda artış gösterdiği belirtilmiştir (He vd., 2016).



Şekil 14. Hidrodinamik kuvvetler ve momentin su derinliğine (h/T) göre değişimi (Zou vd., 2010).

Sığ su etkisini manevra performansı açısından değerlendiren Eloot ve Vantorre (2011), uzun ve ince bir konteyner gemisini ele alarak, sığ suda derin suya kıyasla geminin taktik çapındaki artışın rota tutma kabiliyetindeki artıştan daha fazla olduğunu göstermiştir. Tipik bir sığ su etkisi olarak bilinen bu olayda, ölçülen taktik çap genellikle sığ suda derin suya kıyasla biraz daha fazla olmakta ve bu duruma tekneye etkiyen sönüm (damping) kuvvetlerindeki artışın neden olduğu söylenmektedir (ITTC Manoeuvring Committee, 2008). Şekil 15’te bu duruma örnek olabilecek üç farklı derinlikte yapılmış dönme ve zigzag testleri gösterilmiştir, ve su derinliği azaldıkça dönme dairesinin büyüdüğü ve rota tutma kabiliyetinin arttığı görülmektedir.



Şekil 15. Su derinliğinin dönme ve zigzag manevrasına etkisi (He vd., 2016).

Bir başka çalışmada bu konuyla ilgili olarak sığ su etkisinin derinlik azaldıkça üssel olarak artış gösterebileceği söylenmiştir (Yeo vd., 2016). Koop (2015) ise üç farklı su derinliğinde ($h/T=4.82, 2.73, 1.36$) akıntı kuvvetlerine maruz kalan bir geminin manevra performansını değerlendirmiştir. Bulunan tüm sonuçları dikkate aldığı HAD yöntemi ile deneysel veriler arasında %5-8 aralığında bir bağıl hata olduğunu belirtmiştir. Ayrıca model ölçeğinde elde edilen manevra katsayılarının tam ölçeğe göre daha yüksek olduğunu söylemiştir. DTC referans modelinin kullanıldığı bazı çalışmalarda da sığ su etkisi viskoz HAD yöntemleriyle incelenmiş ve sadece Y kuvvetindeki bağıl hatanın yüksek çıktığı belirtilmiştir [He vd., 2016; Deng vd., 2016]. Ayrıca Milanov vd. (2011) ise bir katamaran modelinin doğrusal stabilitesini geniş bir Froude sayısı aralığı ve farklı derinlikler için deneysel olarak incelemiştir. Çalışmanın bir sonucu olarak hem sığ hem de derin su koşulunda incelenen katamaranın negatif doğrusal stabiliteye sahip olduğu ve Fr sayısı arttıkça teknenin doğrusal stabilitesinin de arttığı belirtilmiştir.

Sığ suda lineer manevra katsayılarının doğru bir şekilde hesaplanabilmesi için Furukawa vd. (2011) tarafından bir düzeltme faktörü önerilmiştir. Düzeltme faktörünün belirlenebilmesi için bir dizi DHM test sonucu kullanılmış ve düzeltme faktörü formülasyonu h/T 'ye bağlı bir fonksiyon olacak şekilde türetilmiştir. Önerilen bu formülasyonun sığ suda manevra performansı incelenirken kullanılabilirliği belirtilmiştir. Benzer diğer bir çalışmada Rotteveel (2013), manevra performansını belirleyen matematik modeller için sığ su düzeltmeleri önermiş ve manevra katsayıları hesaplanırken derin su koşulu için kullanılan yöntemlerin sığ su için geçerli olmayacağını belirtilmiştir. Sığ suyun lineer manevra türevleri üzerindeki etkilerini inceleyen Sano vd. (2014) ise tekne ve pervaneye ait türevlerin ($Y_v, N_v, Y_{\eta}, N_{\eta}$) dümen türevlerine (Y_{δ}, N_{δ}) göre su derinliği değişiminden daha fazla etkilendiğini belirtmişlerdir.

3.5. Dar kanal etkisi

İç sular, enine ya da boyuna uzanan köprü ayakları veya gemiyi kanal içerisinde bir noktadan diğer bir noktaya taşıyan yapılar gibi kısıtlı alanlar içerebilir. Bundan dolayı yatay ve düşey olarak kısıtlanmış alanlarda (kanallarda) gemilerin manevra kabiliyetlerinin önceden doğru bir şekilde tahmin edilebilmesi geminin güvenli bir şekilde manevra yapabilmesine olanak sağlar. Lataire (2014) yatay olarak kısıtlanmış suyollarındaki duvar etkisini 11 farklı gemi formu ve 25 farklı duvar konfigürasyonunda deneysel çalışmalar yaparak şu şekilde ifade etmiştir:

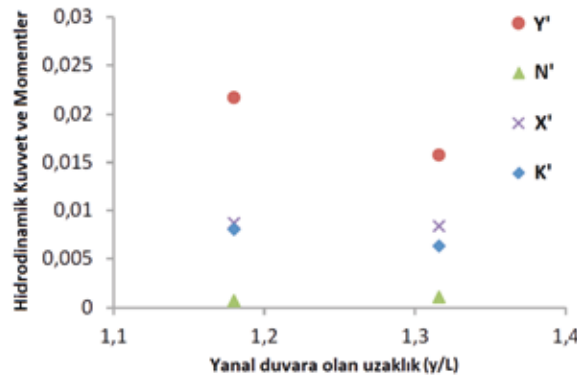
$$y_{infl} = 5b \cdot (Fr_h + 1) \quad [7]$$

Burada b gemi genişliğini ve Fr_h derinlik Fr sayısını göstermektedir. Eğer gemi ve duvar arasındaki mesafe, bu değerden büyükse yanal kısıtlamaların etkisinin ihmal edilebileceğini belirtmiştir. Hem yatay hem de düşey olarak kısıtlanmış kanallarda seyreden bir geminin kritik hızı ise blokaja bağlı olarak şu şekilde ifade edilmiştir [ITTC-Manoeuvring Committee, 2017]:

$$Fr_{h,crit} = \left(2 \sin \left(\frac{\arcsin(1 - m)}{3} \right)^{3/2} \right) \leq 1 \quad [8]$$

Burada m gemi en kesit alanının, içerisinde bulunduğu kanalın kesit alanına oranını, yani blokajı ifade etmektedir. İç sularda yüzen gemiler, kanallara girdiğinde veya demirleme esnasında, açık denizde seyreden gemiler gibi manevra yapmalarına yardımcı olacak römorkörlere ihtiyaç duymadığından kendi manevralarını başarılı bir şekilde gerçekleştirmek zorundadırlar. Özellikle duvarlara yakın dönüşlerde pervane devri yüksek tutulmamalı, küçük dümen açılarıyla kanal ortasından gidilmeye çalışılmalıdır. Aksi takdirde pervanenin akımı hızlandırmasından dolayı geminin kış bölgesi ile duvar arasında bir emme basıncı oluşacak ve gemi kanal duvarına çarpma tehlikesi ile karşı karşıya kalacaktır.

Son yıllarda yatay-düşey olarak sınırlandırılmış kanallarda gemilerin manevra performanslarının belirlenmesi birçok araştırmacı tarafından inceleme konusu olmuştur. Örneğin, Zou vd. (2011) yatay olarak sınırlandırılmış bir kanal içerisinde ilerleyen KVLCC2 gemisine etkileyen hidrodinamik kuvvetleri potansiyel ve viskoz yöntemlerle incelemiş ve sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Sonuçlar viskoz kuvvetlerin geminin manevra kabiliyeti üzerinde yüksek etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Aynı referans modelin kullanıldığı bir başka çalışmada iki farklı viskoz çözücü ve bir potansiyel çözücü ile hesaplanan kuvvet, moment, trim ve batma değerleri karşılaştırılmıştır (Van Hoydonck vd., 2015). Potansiyel yöntemin gemi duvar etkileşimini doğru bir şekilde hesaplayamadığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca pervane devrindeki artışın duvar etkisini arttırdığı, düşük hızlarda serbest su yüzeyinin ise çok sığ su durumu haricinde sonuçları çok fazla değiştirmedığı sonucuna varılmıştır. Poojari ve Kar (2016) sığ suda ($h/T=1.5$) ilerleyen bir geminin iki farklı duvar konfigürasyonunda tekneye etkileyen hidrodinamik kuvvetler ve momentteki değişimlerini incelemiştir. Sonuç olarak Şekil 16'da görüldüğü gibi yanal duvarlara olan yakınlık arttıkça hidrodinamik kuvvetler ve yalpa momentinin artış gösterdiği ancak savrulma momentinin azaldığı belirtilmiştir.



Şekil 16. Kuvvet ve momentlerin yanal duvara olan uzaklığa göre değişimi (Poojari ve Kar, 2016).

Bir başka çalışmada ise Panama kanalındaki bir geminin manevra performansı farklı hızlarda, su derinliklerinde ve duvar kombinasyonlarında tekrarlanarak her bir senaryoda hidrodinamik kuvvetlerin değişimi incelenmiştir (Wang ve Zou, 2015). Bu çalışmada da simülasyonlar düşük hızlarda

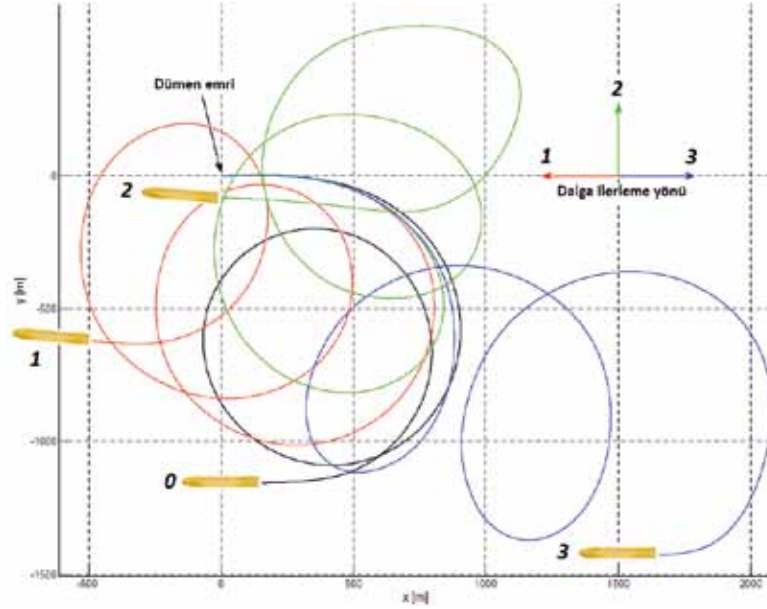
gerçekleştirildiğinden dolayı serbest yüzey etkilerinin ihmal edildiği belirtilmiştir. Çalışmanın sonucu olarak gemi hızının ve su derinliğinin hidrodinamik kuvvetler ve moment üzerinde önemli etkisinin olduğu, daha önce yapılmış olan çalışmalardan da bilindiği üzere hızdaki artışın ve su derinliğindeki azalmanın kuvvet ve moment değerlerini arttırdığını belirtmişlerdir.

Hidrodinamik kuvvetler ve momentin yanı sıra manevra türevlerinin de yatay ve düşey kısıtlamalardan nasıl etkilendiğini incelemek amacıyla Liu H. vd. (2016) KVLCC2 referans modelini kullanarak detaylı bir çalışma yapmıştır. Çalışmada ilk olarak herhangi bir yatay ya da düşey kısıtlama olmadan lineer manevra türevleri viskoz HAD yöntemiyle hesaplanmış ve sonuçlardaki bağıl hatanın maksimum %40 olduğu belirtilmiştir. Daha sonra derin su koşulunda farklı yanal kısıtlama oranları için (b/L) dümene ait manevra türevleri (Y_δ, N_δ) hesaplanmıştır. Sonuçların farklı b/L oranlarında pek fazla değişmediği gözlenmiştir. İvmeye bağlı türevler (Y'_v, Y'_r, N'_v, N'_r) incelendiğinde derin su koşulunda yapılan incelemelerde Y'_v ve N'_r değerlerinin b/L oranı arttıkça azaldıkları, N'_v değerinde bu durumun tam tersi bir davranış gözlenmiştir. Y'_r değerinde ise düzensiz bir değişim olduğu ve bu duruma sebep olarak da Y'_r değeri çok küçük bir değer (10^{-3} mertebelerinde) olduğu için sayısal modelleme ve türbülans yaklaşımlarından gelen hatalardan etkilenmiş olabileceği belirtilmiştir. Hıza bağlı türevlerde (Y_v, N_v, Y_r, N_r) ise hıza bağlı yanal kuvvet türevlerinin (Y_v, Y_r), b/L oranı arttıkça arttığı, hıza bağlı savrulma momenti türevlerinin b/L oranı arttıkça azaldığı belirtilmiştir. Çalışmada son olarak sabit bir yanal kısıtlama oranında (b/L=0.35), düşey kısıtlama mesafesi (h/T) değiştirilerek hız ve ivme türevlerindeki değişim incelenmiştir. Su sığlaştıkça ivmeye bağlı kuvvet ve moment türevlerinin tamamında artış görüldüğü, yanal hıza bağlı türevlerin ise (Y_v, N_v) derinlik arttıkça azaldığı, açılma hıza bağlı türevlerin (Y_r, N_r) ise derinlikle beraber artış gösterdiği sonucuna varılmıştır.

3.6. Dalga etkisi

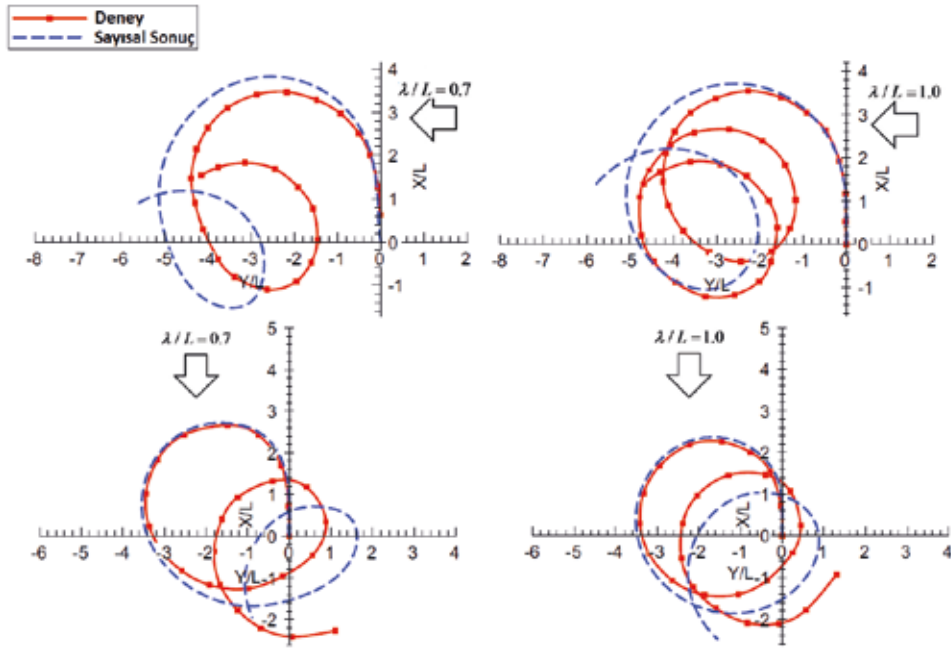
Dalgalı denizlerde manevra kabiliyeti özellikle açık denizde yol alan gemilerin seyir güvenliği için hayati öneme sahiptir. Son yıllarda gemilerin dalgalı denizlerdeki manevra performansları ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Ayrıca bu konuda SHOPERA isimli uluslararası bir proje yürütülmektedir. Proje kapsamında DTC ($\lambda=1:63.65$) ve KVLCC2 ($\lambda =1:80$) referans gemi modellerinin düzenli ve düzensiz dalgalarda dönme ve zigzag manevraları gerçekleştirilerek performansları incelenmiştir. Gemilere etkileyen ek direnç de incelenen diğer konular arasında olmuştur. Bu proje kapsamında yapılmış olan çalışmalardan elde edilen sonuçlar Liu S. vd. (2016)'ın çalışmasında bulunabilir. Dalgalı sudaki ek direncin incelendiği diğer bir deneysel çalışmada Yasukawa ve Adnan (2006), S-175 isimli referans gemi modeli ile düzenli dalgalarda statik sürüklenme deneyini gerçekleştirerek ek direnç, yanal kuvvet ve savrulma momentini ölçmüşlerdir. Bu çalışmada tekne üzerine etkileyen yanal kuvvet ve savrulma momentinin dalga kaynaklı oluşan ek dirence nazaran çok büyük olduğunu belirtmişlerdir. Xu vd. (2007) ise dalgalı suda bir dizi DHM testi gerçekleştirerek gemi modeli üzerine etkileyen hidrodinamik kuvvetleri incelemişlerdir. Çalışmanın bir sonucu olarak düşük hızlarda seyreden gemilerin dalgalı sudaki manevra kabiliyetlerinin en çok düşük frekanslı lineer olmayan dalga kuvvetlerinden etkilendiğini söylemişlerdir. Bir başka deneysel çalışmada Lee vd. (2009), KVLCC serisinden bir modeli kullanarak gemiye farklı dalga boyu ve genliklerde dalgalar gönderip düzenli dalgalarda manevra performans tahmini yapmıştır. Sonuç olarak dalga etkisinin dalganın geliş yönü ve genliğine bağlı olarak değiştiğini göstermiştir. Bunun yanı sıra ikinci mertebeden dalga kuvvetlerinin dönme ve zigzag testlerinde geminin yörüngesi üzerinde önemli etkisinin olduğunu belirtmiştir. Benzer bir çalışmada Sprenger vd. (2016), Şekil 17'de görüldüğü gibi tam ölçekli DTC referans gemisinin düzenli dalgalarda

dönme manevrası sonuçlarını paylaşmışlardır. Burada elde edilen sonuçlardan da geminin izlediği yörüngenin dalganın geliş yönü doğrultusunda değiştiği sonucu çıkarılmaktadır. Ayrıca çalışmanın bir başka sonucu olarak da dalga kaynaklı ek direncin su derinliğiyle doğru orantılı olarak arttığını belirtmişlerdir.



Şekil 17. Düzenli dalgalarda ($H=2.0$ m, $T=10.6$ s) farklı yönlerden (0: durgun su; 1: önden; 2: bordadan; 3: arkadan) gelen dalgaların dönme yörüngesine olan etkisi (Sprenger vd., 2016).

DeneySEL yöntemler günümüzde hala güvenilirlik açısından ilk sırada yer alsa da araştırmacılar sayısal yöntemleri kullanarak da dalgalı su durumu için sonuçlar elde edebilmektedir. Viskoz olmayan yöntemler son yıllarda gemilerin manevra performansının incelenmesinde sıklıkla kullanılmıştır. Örneğin, S-175 ve Seri-60 referans modellerini kullanan Seo ve Kim (2011), Rankine panel yöntemini kullanarak zig-zag ve dönme testlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada 4SD'ye sahip bir denizcilik kodunu manevra kodu ile entegre bir şekilde kullanarak önce tekne üzerine etkiyen kuvvetleri hesaplayıp daha sonra teknenin konumunu belirlemişlerdir. Şekil 18'de gösterildiği üzere dalganın boyu ve geliş yönüne (baştan ve bordadan) bağlı olarak elde edilmiş olan dönme manevrası sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Dönme manevrasında, ikinci mertebeden sürüklenme kuvvetlerinin önemli rol oynadığı söylenmiş ve bu yüzden dönme manevrası boyunca dalganın ilerleyişi yönünde bir sürüklenme hareketinin olduğunu belirtmişlerdir. Manevra ve denizcilik teorilerinin birlikte kullanıldığı benzer bir çalışmada S-175 referans gemisinin farklı yönlerden gelen (baştan ve bordadan) ve farklı dalga boylarına ($\lambda/L=0.5,0.7,1.0,1.4$) sahip düzenli dalgalardaki manevra performansı incelenmiştir (Gu vd., 2015). Dönme manevrasını elde edebilmek için MMG matematik modeli, hidrodinamik kuvvetler ve momentin hesaplanması için de Rankine panel yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemle elde edilen sonuçların deney sonuçlarıyla uyumlu olduğu belirtilmiştir. Dalgaların manevra performansına etkisi sadece düzenli dalgalarda değil, düzensiz dalgaların olduğu durumlar için de incelenmiştir (Skejic ve Faltinsen, 2013; Yasukawa vd., 2015).



Şekil 18. Dalga geliş açısı ve dalga boyuna bağlı olarak düzenli dalgalarda dönme yörüngesinin hesaplanması ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması (Seo ve Kim, 2011).

Bazı araştırmacılar da dalgalı suda manevra performansını incelemek için viskoz HAD yöntemini kullanmışlardır. Sadat-Hosseini vd. (2014) tam ölçekte çift pervaneli ve tam takıntılı bir geminin dönme manevrasını RANS ve DES modellerini kullanarak doğrudan modellemişlerdir. HAD ve deney sonuçları, kuvvetler ve momentin yanısıra tekne üzerindeki hidrodinamik basınç ve dalga deformasyonu açısından da karşılaştırılmıştır. DES yaklaşımının RANS'a göre hem kuvvet ve moment değerleri hem de akış alanına ait özellikler açısından gerçeğe daha yakın sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir. Ancak daha önce de belirtildiği gibi DES yaklaşımında herhangi bir türbülans modeli kullanılmadığı için simülasyonlarda çok fazla sayıda ağ elemanı kullanılmakta ve yüksek bilgisayar gücü gerekmektedir. Visköz HAD yönteminin kullanıldığı başka bir çalışmada ise Uharek ve Cura-Hochbaum (2015) düzenli dalgalarda ilerleyen bir gemi için farklı dalga boyu ve geliş açılarında hesaplamalar yapmışlardır. HAD yöntemi ile hesaplanan kuvvet ve moment sonuçlarını kullanarak yeni bir matematik model türetmişlerdir. Kuvvetler ve momenti hesaplayan bu model sadece dalga boyunu ve geliş açısını baz alarak Fourier serisi açılımı ile oluşturulmuştur. Türetilen matematik model ve viskoz HAD yöntemi sonuçları arasında kuvvetler için ortalama %6, moment için ise %7'lik bir fark olduğu belirtilmiştir. Ancak matematik modelde yer alan hidrodinamik katsayılar hesaplanırken ilk başta belirlenen dalga boyu aralığının dışında bir dalga boyu değeri kullanıldığında matematik modelin doğru sonuçlar vermeyeceği belirtilmiştir.

4. Sonuçlar

Bu çalışmada IMO'nun gemiler için belirlemiş olduğu manevra performans kriterleri gösterilerek bu kriterlerin geminin yapacağı manevralar için ne anlama geldiğinden ve yine IMO'nun önermiş olduğu standart manevra testlerinin nasıl yorumlanması gerektiğinden bahsedilmiştir. Bu konuda iteratürde yer alan bazı önemli çalışmalar da referans alınarak genel bir değerlendirme yapılmıştır. Ayrıca gemilerin manevra kabiliyetlerini önemli ölçüde etkileyen bazı iç ve dış etkiler literatürde bu konularla

ilgili yapılmış çalışmalar referans gösterilerek anlatılmıştır. Bu çalışmadan elde edilen çıkarımlar kısaca şu şekilde özetlenebilir:

- Şu an itibariyle IMO'nun açık denizde yüzen gemilerle ilgili kapsamlı bir dökümanı bulunmaktadır. Sığ ve kısıtlanmış sularda seyreden gemiler için ise farklı uluslararası komisyonlar tarafından sadece Avrupa'da Rhine nehri ve Çin'de Yangtze nehri gibi belirli sığ su bölgeleri baz alınarak bir takım kriterler önerilmiştir. Ancak hala IMO tarafından tüm gemi tiplerini ve farklı çevre şartlarını (ör: dalgalı su, sığ su, vb.) kapsayacak daha kapsamlı bir döküman hazırlanmasına ihtiyaç duyulmaktadır.
- Zigzag testinden elde edilen aşırı dönme açısı (overshoot angle), başlangıç dönme süresi, dönme kontrol süresi gibi parametrelerin bilinmesi özellikle dar kanallarda çalışan gemiler için çok önemlidir. Çünkü yatay olarak sınırlandırılmış sularda gemiyi sevk eden kişi dümeni bir taraftan diğer tarafa kırdığı zaman geminin ne kadarlık bir aşırı dönme açısı ve sürede döneceğini önceden bilerek yapacağı manevrayı en uygun şekilde gerçekleştirebilir. Gemilerde hızın artmasıyla birlikte ardışık dümen kırmalar arasındaki süre azalmakta, buna karşılık aşırı dönme açısı artmaktadır. Denizaltılarda ise zigzag deneyi hem yatay hem de düşey düzlemlerde gerçekleştirilmektedir. Denizaltıların gerektiğinde kısıtlanmış sularda da bazı operasyonlar gerçekleştirmek zorunda kalabilecekleri için düşey zigzag deneylerinin operasyonel anlamda denizaltılar için daha önemli olduğu söylenmiştir.
- Gemilerde doğrusal rota stabilitesi ile dönme kabiliyeti arasında belirli bir dereceye kadar ters orantı söz konusudur. Genellikle rota tutma kabiliyeti güçlü olan gemilerin dümen dinleme becerileri düşüktür. Buna karşılık dönme kabiliyeti yüksek olan gemilerin de doğrusal bir rotada dengeli olarak kalabilmeleri için sürekli dümen müdahalesinde bulunmak gerekir. Genellikle sabit doğrusal rotalarda uzun mesafeler kateden açık deniz gemilerinde iyi derecede rota tutma kabiliyeti ve dinamik stabilite aranır. Çünkü bu tip gemiler rotalarından saptıkça gemiye etkiyen direnç artar ve bu da yakıt sarfiyatının artmasına sebep olur. Gemi ağırlık merkezinin mastoriden kışa doğru olması, gemi kış formunun dolgun olması ve kış tarafta skeglerin bulunması gibi özellikler rota tutma kabiliyetini; dümen alanının yeterince büyük olması, dümen konumun ve formunun optimum olması, gemi kış formunun narin olması, gemide taşınması mümkün olan tüm ağırlıkların mastoriye yakın bir yerde toplanarak kütle atalet momentinin azaltılması, blok katsayısının yüksek olması ve B/L oranının artması gibi hususlar geminin dönme manevra kabiliyetini artırır.
- İyi manevra yapabilen ve aynı zamanda iyi rota tutma kabiliyetine sahip bir gemi dizaynı yapmak da mümkündür. Geminin kış tarafında yeri optimum olarak belirlenmiş ve alanı da yeterince büyük olarak tasarlanmış bir dümen geminin dönme manevra kabiliyetini arttırdığı gibi doğrusal rota stabilitesini de düzenler. Ayrıca boyu uzun ve genişliği az olan narin formdaki gemilerde T/L oranının artması dönme manevrası performansına herhangi bir olumsuz etki yapmaksızın rota tutma kabiliyetini artırır.
- Gemilerde tek veya çift pervane kullanımının manevra performansı üzerinde birbirlerine göre hem avantaj hem de dezavantajlarının olduğu görülmüştür. Çift pervaneye sahip gemilerin tek pervanelilere göre dönme yeteneğinin daha kötü fakat rota tutma ve rota değiştirme

kabiliyetlerinin daha iyi olduğunu belirtilmiştir. Bunun yanı sıra kullanılan farklı dümen profillerinin de geminin özellikle dönme manevrasını büyük oranda etkilediği sonucuna varılmıştır. Özellikle balık kuyruğu (fishtail) dümen profilinin dönme manevrası performansını arttırdığı, bükümlü (twisted) dümen profilinin ise dönme kabiliyetini çok fazla etkilemediği söylenmiştir. Ayrıca dümene yüzey normali yönünde etkiyen kuvvet arttıkça, dönme manevrasında ilerleme ve taktik çapın, 10/10 ve 20/20 zigzag testinde ise aşırı sapma açılarının azaldığı belirtilmiştir.

- Gemi formu ve ana boyutlarının manevra performansına etkisi ile ilgili yapılmış çalışmalarda, gemi boyunun azalmasının zigzag manevrasını olumsuz etkilediği, su çekimindeki değişimin tek başına önemli bir etkisinin olmadığı, su altı hacim merkezinin (LCB) geminin başına doğru ilerledikçe dönme manevrasını olumlu etkilediği, gemi genişliğinin artmasıyla birlikte boyun küçülmesinin taktik çapı azalttığı fakat aşırı sapma açısını arttırdığı ve dümen alanının büyümesinin manevra kabiliyetini arttırdığı belirtilmiştir. Ancak dümen alanının artması diğer yandan geminin ihtiyacı olan gerekli gücün artmasına da sebep olmaktadır. Manevra performansı açısından genellikle uzun ve narin formların (düşük blok katsayısı) rota tutma kabiliyeti geniş ve dolgun gemilere göre daha iyi olmaktadır. Fakat dönme performansı için bu durumun tam tersi geçerlidir. Bunun haricinde geminin trimli olması da manevra performansını etkilemektedir. Örneğin gemi başa trimli ise doğrusal rota stabilitesi azalmakta fakat buna karşılık dönme performansı artmakta, eğer kıçta trimli ise bu durumun tam tersi olmaktadır.
- Manevra çalışmalarında şu ana kadar ölçek etkisinden tamamen kurtulabilmek için önerilmiş herhangi bir yöntem veya prosedür bulunmamaktadır. Ölçek etkisinin küçük açılarda ileri öteleme kuvveti (X) üzerinde önemli etkisinin olduğu ancak yanal kuvvet (Y) ve savrulma momenti (N) üzerinde çok ciddi bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Bu da X'e bağlı manevra türevlerinin ölçek küçüldükçe ciddi oranda değiştiğini göstermektedir. Ancak sürüklenme açısı (β) arttıkça Y kuvveti üzerindeki ölçek etkisi, X kuvveti ve N momentine nazaran daha fazla arttığı söylenmiştir. Ayrıca açısız hıza bağlı lineer manevra türevlerinin de (Y_r, N_r) yanal hıza bağlı lineer türevlere (Y_v, N_v) göre daha fazla ölçek etkisine maruz kaldığı belirtilmiştir.
- Sığ suyun manevra performansına etkisi en genel haliyle özetlenecek olursa, su sığlaştıkça tekneye etkiyen hidrodinamik kuvvetler ve savrulma momentinde artış olmaktadır. Buna bağlı olarak da geminin rota tutma kabiliyeti artarken dönme kabiliyeti azalmaktadır. Ayrıca tekne ve pervaneye ait türevlerin (Y_v, N_v, Y_r, N_r) dümen türevlerine (Y_δ, N_δ) göre su derinliği değişiminden daha fazla etkilendiğini belirtilmiştir. HAD yöntemi ile gerçekleştirilen sığ su simülasyonlarında ise direnç sonuçlarındaki doğruluğu arttırabilmek için kontrol hacminin oldukça geniş tutulması tavsiye edilmiştir. Çünkü yan duvarların yanal kuvvet ve savrulma momenti üzerindeki etkisiyle sonuçların yaklaşık %10 kadar değiştiği belirtilmiştir. Serbest yüzey etkilerinin ihmal edilmesinin hidrodinamik kuvvetlerin deney sonuçlarına kıyasla yaklaşık %5 oranında daha düşük tahmin edilmesine yol açtığı söylenmiştir. HAD simülasyonları modellenirken gemi batma ve trim hareketlerine serbest bırakılmazsa (OSD), çok düşük hızlarda ($Fr < 0.2$) bu durumun kuvvet ve moment sonuçlarını çok fazla etkilemediği sonucuna varılmıştır. Ayrıca, derin su koşuluna kıyasla sığ suda ileri öteleme kuvvetinin yaklaşık iki kat, yanal öteleme kuvvetinin altı kat ve savrulma momentinin de dört kata kadar arttığı belirtilmiştir.

- Yatay ve düşey kısıtlamaların manevra performansına etkisinin incelendiği çalışmalarda gemiye kanal duvarlarından kaynaklanan yansıma etkileri, farklı yanal ve düşey kısıtlama oranlarına göre (b/L ve h/T) hidrodinamik özelliklerin ve manevra türevlerinin ne ölçüde değiştiği incelenmiştir. Gemilerin dar kanallarda yol alırken duvarlara yakın dönüşlerde pervane devrini yüksek tutmaması, küçük dümen açılarıyla kanal ortasından gitmeleri gerektiği tavsiye edilmiştir. Aksi takdirde pervanenin akımı hızlandırmasından dolayı geminin kış bölgesi ile duvar arasında bir emme basıncı oluşacağı ve geminin kanal duvarına çarpma tehlikesi ile karşı karşıya kalabileceği belirtilmiştir.
- Dalgaların manevra performansına etkisi de son yıllarda en çok irdelenen konulardan birisi olmuştur. SIMMAN 2019 çalıştayının ana konusu da gemilerin dalgalı sudaki manevra performansı olarak belirlenmiştir. Özellikle son yıllarda manevra ve denizcilik teorileri entegre bir şekilde kullanılarak düzenli dalgalarda manevra performansı viskoz olmayan yöntemlerle de incelendiği görülmüştür. Ancak düzensiz dalgalarda yapılmış olan az sayıda çalışma bulunmaktadır. Literatürde dalga etkisi ile ilgili olan çalışmaların birçoğunda genellikle düzenli dalgalarda dalga boyunun, genliğinin ve geliş yönünün dönme ve zigzag rotaları üzerinde olan etkileri araştırılmıştır.

Kaynakça

American Bureau of Shipping [ABS], (2006). Guide for Vessel Manoeuvrability.

Babu, M.N.P. ve Krishnankutty, P. (2015). Numerical Study on Fish Tail Shaped Rudder for Improved Ship Maneuvering. Proceedings of the ASME 2015 34th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2015, St. John's, Newfoundland, Canada.

Bal, S. (2011). Hydrodynamic Analysis of 2D Hydrofoils with Fish Tail. Symposium on Future Technology, The Turkish Chamber of Mechanical Engineers, Istanbul, 20-21 October 2011, pp:23-26, in Turkish.

Daidola, J. C., Lundy, W., Barr, R. (2002). Evolution of the IMO standards for maneuverability. SNAME Trans. 110, pp. 395–411.

Deng, G., Leroyer, A., Guilmineau, E., Queutey, P., Visonneau, M. ve Wackers, J. (2016). CFD Simulation of PMM Motion in Shallow Water for the DTC Container Ship. MASHCON 2016, Ham-burg, Germany, pp. 93–98.

Eloot, K., Vantorre, M. (2011). Ship behaviour in shallow and confined water: an overview of hydrodynamic effects through EFD. In: RTO-AVT Specialists' meeting on Assessment of Stability and Control Prediction Methods for Air and Sea Vehicles. NATO. Research and Technology Organisation (RTO), Ports-down, UK (October).

Furukawa, Y., Nakiri, Y., Kijima, K. (2011). Prediction of Linear Hydrodynamic Derivatives in Shallow Water. 2nd International Conference on Ship Manoeuvring in Shallow and Confined Water, Trondheim, Norway, pp. 147-152.

Gu, X., Ma, N., Xu, J. and Zhu, D. (2015). A Simplified Simulation Model for a Ship Steering in Regular Waves. STAB 2015, Glasgow, UK, pp. 613–621.

- He, R., Zhang, Z. Z., Wang, X. Z. ve Feng, D. K. (2016). Numerical Simulation of the Ship Bottom Interaction of DTC Con-tainer Carrier for Different Keel Clearance in Pure Sway Motion. MASHCON 2016, Hamburg, Germany, pp. 65–72.
- International Maritime Organization. (2002a). Explanatory Notes to the Standards for Ship Manoeuvrability [December].
- International Maritime Organization. (2002b). Standards for Ship Manoeuvrability [December].
- ITTC Manoeuvring Committee. (2002). Final report and recommendations to the 23th ITTC, Recommended Procedures – Full Scale Maneuvering Trials Procedure. Proceedings of the 23th International Towing Tank Conference.
- ITTC Manoeuvring Committee. (2008). Final report and recommendations to the 25th ITTC. Proceedings of the 25th International Towing Tank Conference, Fukuoka, Japan.
- ITTC Manoeuvring Committee. (2011). Final report and recommendations to the 26th ITTC. Proceedings of the 26th International Towing Tank Conference, Rio de Janeiro, Brazil.
- ITTC Manoeuvring Committee. (2014). Final report and recommendations to the 27th ITTC. Proceedings of the 27th International Towing Tank Conference, Copenhagen, Denmark.
- ITTC Manoeuvring Committee. (2017). Final report and recommendations to the 28th ITTC. Proceedings of the 28th International Towing Tank Conference, Wuxi, China.
- Jin, Y., Duffy, J., Chai, S., Chin, C. ve Bose, N. (2016). URANS study of scale effects on hydrodynamic manoeuvring coefficients of KVLCC2. *Ocean Engineering*, 118, pp. 93–106.
- Kim, K. H., Gorski, J., Miller, R., Wilson, R., Stern, F., Hyman, M. ve Burg., C. (2003). Simulation of surface ship dynamics. Proceedings of the 2003 User Group Conference.
- Kim, Y. G., Kim, S.Y., Kim, H.T., Lee, S.W., Yu, B.S. (2007). Prediction of the maneuverability of a large container ship with twin propeller and twin rudders. *J. Mar. Sci. Technol.* 12[3], 130–138.
- Koh, K. K., Yasukawa, H. (2012). Comparison study of a pusher barge system in shallow water, medium shallow water and deep water conditions. *Ocean Eng.* 46, 9–17.
- Koh, K. K., Yasukawa, H., Hirata, N. (2008a). Hydrodynamic derivatives investigation of unconventionally arranged pusher-barge systems. *J. Mar. Sci. Technol.* 13[3], 256–268.
- Koh, K. K., Yasukawa, H., Hirata, N. (2008b). Shallow water effect on turning motion of a pusher-barge system. In: *The 4th Asia-Pacific Workshop on Marine Hydrodynamics*, vol.3. Taipei, pp. 16–18 [June].
- Koh, K. K., Yasukawa, H., Hirata, N., Kose, K. (2008c). Maneuvering simulations of pusher-barge systems. *J. Mar. Sci. Technol. [Jpn.]* 13[2], 117–126.
- Koop, A. (2015). Shallow Water Current Loads on a LNG Carrier Using CFD. OMAE 2015, St. John's, Newfoundland, Canada, 12 pp.
- Lataire, E. (2014). Experiment Based Mathematical Modelling of Ship-Bank Interaction. Ghent University, Belgium.
- Lee, S. K., Hwang, S. H., Yun, S. W., Rhee, K.P. ve Seong, W.J. (2009). An Experimental Study of a Ship Manoeuvrability in Regular Waves. Proceedings of MARSIM 2009, Panama.
- Leeuwen, G. V. ve Journee, J. M. J. (1970). Prediction of Ship Manoeuvrability Making Use of Model Tests, Report 288, April 1970, Delft University of Technology, Ship Hydromechanics Laboratory, Mekelweg 2, 2628 CD Delft, The Netherlands.

- Liu, H., Ma, N. ve Gu, X. C. (2016). Numerical Prediction of Ship Hydrodynamic Derivatives in Close Proximity to a Vertical Bank and Maneuvering Stability Analysis. OMAE 2016, Busan, Korea, pp. 1–10.
- Liu, J., Quadvlieg, F. ve Hekkenberg, R. (2016). Impacts of the rudder profile on manoeuvring performance of ships. *Ocean Engineering*, 124, pp. 226–240.
- Liu, S., Papanikolaou, A., Potthoff, R., El Moctar, O. ve Shigunov, V. (2016). SHOPERA Deliverable D4.3. Benchmarking of Numerical Tools, pp. 69.
- Luo, W., Zhang, P. (2007). Evaluating the maneuverability of a new type of self-propelled barge. *J. Mar. Sci. Appl.* 6[4], 44–47.
- Maimun, A., Priyanto, A., Muhammad, A.H., Scully, C.C., Awal, Z.I. (2011). Manoeuvring prediction of pusher barge in deep and shallow water. *Ocean Eng.* 38 [11– 12], 1291–1299.
- Mascio, A.D., Dubbioso, G., Notaro, C. ve Viviani, M. (2011). Investigation of Twin-Screw Naval Ships Maneuverability Behavior. *Journal of Ship Research*, Vol. 55, No. 4, pp. 1–28.
- Milanov, E., Zlatev, Z., Chotukova, V. ve Stern, F. (2011). Analysis of inherent course stability of a high-speed catamaran in deep and shallow water. *International Shipbuilding Progress*, 58, pp. 83–96.
- Nomoto, K. (1966). Response Analysis of Manoeuvrability and its Application to Ship Design. 60th Anniversary Series, JSNA.
- Pérez, F.L., Clemente, J.A. (2007). The influence of some ship parameters on manoeuvrability studied at the design stage. *Ocean Engineering*, Vol. 34, pp. 518–525.
- Poojari, D. B. and Kar, A. R. (2016). Effect of Lateral and Depth Restriction on Ship Behavior Using Computational Fluid Dynamics. MASHCON 2016, Hamburg, Germany, pp. 9–15.
- Quadvlieg, F., Armaoglu, E., Eggers, R. ve van Coevorden, P. (2010). Prediction and Verification of the Maneuverability of Naval Surface Ships. SNAME 2010, Bellevue, USA.
- Rotteveel, E. (2013). Investigation of Inland Ship Resistance, Propulsion and Manoeuvring Using Literature Study and Potential Flow Calculations [Master's thesis], Delft University of Technology [September].
- Sabuncu, T. (1985). Gemi Manevraları ve Kontrolü, İ.T.Ü Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Ofset Baskı Atölyesi, İstanbul.
- Sadat-Hosseini, S., Kim, D. H., Taylor, G. L., Fu, T., Terril, E. ve Stern, F. (2014). Vortical Structures and Instability Analysis for Athena in Turning Maneuver with Full-Scale Validation. 30th Symposium on Naval Hydrodynamics, Hobart, Australia, 23 pp.
- Sasaki, N., Atlar, M. ve Kuribayshi, S. (2016). Advantages of twin rudder system with asymmetric wing section aside a propeller. *Journal of Marine Science and Technology*, 21:297-308, DOI: 10.1007/s00773-015-0352-z.
- Sano, M., Yasukawa, H. ve Hata, H. (2014). Directional Stability of a Ship in Close Proximity to Channel Wall. *Journal of Marine Science and Technology*, pp. 376–393.
- Seo M.G. ve Kim Y. (2011). Effects of Ship Motion on Ship Maneuvering in Waves. Proc. of 26th International Workshop on Water Waves and Floating Bodies, April 2011, Athens, Greece.
- Shen, Y., Rhee, B., Miller, R., ve Gorski, J. (2010). Scale Effects on Rudder Effectiveness in a Turning Maneuver. 28th Symposium on Naval Hydrodynamics, Pasadena, 12-17 September 2010.

Skejic, R. ve Faltinsen, O. M. (2013). Manoeuvring Behavior of Ships in Irregular Waves. Proceedings of the ASME 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2013, June 9 - 14, 2013, Nantes, France.

Society of Naval Architecture and Marine Engineers (SNAME). (1989). Principles of Naval Architecture, Vol III.

Son, N.S., Kim, S.Y., Kim, Y.G., Oh, B.I, Ha, W.H. (2010). Development of additional towing device with a servo motor for free model tests. 10th Asian conference on marine simulation research.

Sprenger, F., Hassani, V., Maron, A., Dele-fortrie, G., Van Zwijnsvoorde, T., Cura-Hochbaum, A. ve Lengwinat, A. (2016). Establishment of a Validation and Benchmark Database for the Assessment of Ship Operation in Adverse Conditions. OMAE 2016, Busan, Korea, 12 pp.

TMMOB Gemi Mühendisliği El Kitabı. (2011). Gemi Mühendisleri Odası Yayınları, İstanbul.

Toxopeus, S.L., Simonsen, C.D., Guilmineau, E., Visonneau, E., Xing, T., Stern, F. (2013). Investigation of water depth and basin wall effects on KVLCC2 in manoeuvring motion using viscous-flow calculations. Journal of Marine Science and Technology, DOI 10.1007/s00773-013-0221-6.

Uharek, S. ve Cura-Hochbaum, A. (2015). Modelling Mean Forces and Moments due to Waves Based on RANS Simulations. ISOPE 2015, Kona, Big Island, Hawaii, USA, pp. 46–51.

Vantorre, M. (2003). Review of practical methods for assessing shallow and restricted water effects. International Conference on Marine Simulation and Ship Maneuverability [MARSIM '03]. Kanazawa, Japan, pp. WS – 4–1/11 [August].

Van Hoydonck, W., Toxopeus, S., Eloot, K., Bhawsinka, K., Queutey, P. and Visonneau, M. (2015). Bank Effects for KVLCC2. WMTC 15, Providence, Rhode Island, USA, 21 pp.

Wagenaar, W., A. (1970). Human aspects of ship manoeuvring and simulations. International Ship Building Progress, 185(17), pp. 11-14.

Wang, H.Z ve Zou, Z.J. (2015). Numerical Prediction of the Hydrodynamic Forces on a Post-Panamax Vessel in the Third Set of Panama Locks. Journal of Waterway, Port, Coastal, and Ocean Engineering, 2015, 141(1).

Xu, Y., Kinoshita, T, Bao, W. ve Itakura, H. (2007). A PMM Experimental Research on Ship Maneuverability in Waves. Proceeding of OMAE 2007, San Diego, California, USA.

Yang, H., Kwon, C-S., Lee, Y-J. ve Park, G.-I. (2009). Prediction of manoeuvrability on the ice-breaking shuttle tanker with twin pods. Proceedings of MARSIM 2009, Panama.

Yang H, Lee J, Kim K. (2015). Numerical and experimental study on the rudder force of a twisted rudder. International Conference on Marine Simulation and Ship Maneuverability (MARSIM '15), Newcastle upon Tyne, UK.

Yasukawa, H. ve Adnan, F.A. (2006). Experimental Study on Wave-induced Motions and Steady Drift Forces of an Obliquely Moving Ship, (in Japanese). Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Vol.3, pp. 133-138.

Yasukawa, H., Hirata, N. ve Kose, K. (2006). Improvement of course-keeping ability of a high speed mono-hull by skegs. Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Vol.3, pp. 125-131.

Yasukawa, H., Hirata, N., Yonemasu, I., Terada, D. ve Matsuda, A. (2015). Maneuvering Simulation of a KVLCC2 Tanker in Irregular Waves. MARSIM 2015, Newcastle, UK, 14 pp.

Yeo, D. J., Yun, K. ve Kim, Y. (2016). Experimental Study on the Manoeuvrability of KVLCC2 in Shallow Water. MASHCON 2016, Hamburg, Germany, pp. 287–294.

Zaojian, Z. (2006). Lecture notes on Ship Maneuvering and Seakeeping. School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shangai Jiao Tong University.

Zou, L., Larsson, L., Delefortrie, G. ve Lataire, E. (2011). CFD Prediction and Validation of Ship-Bank Interaction in a Canal. 2nd International Conference on Ship Manoeuvring in Shallow and Confined Water, Trondheim, Norway, pp. 413-422.

Zou, L., Larsson, L., Orych, M. (2010). Verification and validation of CFD predictions for a manoeuvring tanker. Journal of Hydrodynamics, 22(5), pp. 438-445.



3rd INTERNATIONAL SYMPOSIUM on NAVAL ARCHITECTURE AND MARITIME

(INT-NAM 2018)

23-25 April 2018, YTU, Beşiktaş, İstanbul



CALL for PAPERS

The 3rd INTERNATIONAL SYMPOSIUM on NAVAL ARCHITECTURE AND MARITIME (INT-NAM 2018) aims to focus on ship & maritime technology at the same time to foster international cooperation between industry and academia on the way of making contributions to the major global issues involving environment, energy efficiency, safety, cost-efficiency and ship financing from design stage to recycling of marine vehicles, structures and equipment.

INT-NAM 2018 is organized and hosted by **Naval Architecture and Maritime Faculty of Yıldız Technical University, Istanbul.**

Submissions

The abstracts with paper title-author affiliation-keywords and enough detail to reflect an **advance in knowledge, in methodology or in the interpretation or application of existing knowledge** are kindly requested by **15 November 2017**.

The symposium e-Proceedings will be published and distributed during the symposium.

Submission link: <https://easychair.org/conferences/?conf=intnam2018>

Keynote speakers

The confirmed keynote speakers of INT-NAM 2018 are listed in the following:

-  **Prof. Dr. Odd M. FALTINSEN** – Leading scientist in Marine Hydrodynamics, Norwegian University of Science and Technology (NTNU), Trondheim, Norway.
-  **Prof. Dr. Yoshiho IKEDA**, Notable contributor to Ship Stability and Motions, Osaka Prefecture University, Osaka, Japan.
-  **Prof. Dr. Mehmet ATLAR**, Prominent researcher on ship resistance/propulsion and high speed crafts, University of Strathclyde, Glasgow, UK.
-  **Prof. Dr. Volker BERTRAM**, Broad expertise in maritime technologies, DNV-GL, Hamburg, Germany.
-  **Prof. Dr. Aykut ÖLÇER**, Successful achievements for multi-disciplinary maritime researches, leads WMU Maritime Energy Research Group, World Maritime University, Sweden.

Venue

23-25 April 2018

[Auditorium Hall](#) , [Yıldız Technical University](#)
[34349 Beşiktaş](#), [İstanbul](#)



INT-NAM 2018 Secretariat

✉ int-nam@yildiz.edu.tr , intnam2018@gmail.com

Url: www.int-nam.yildiz.edu.tr

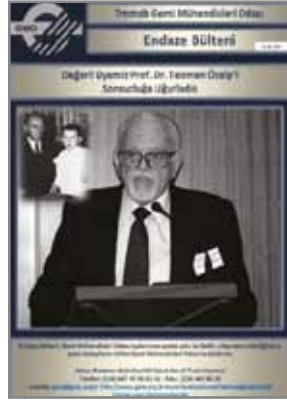
Naval Architecture and Maritime Faculty
YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY, Istanbul



Downloadable Proceedings of
[INT-NAM 2011](#) and [INT-NAM 2014](#).

TMMOB Gemi Mühendisleri Odası

45.Dönem Endaze Bültenleri





TÜRK LOYDU

www.turkloydu.org

"ORTAK HEDEFİMİZ , ORTAK GELECEĞİMİZ"

Türk Loydu: Dikkatle İzlenmeli

⚓ Türk Loydu, dikkatle izlenmesi gereken, büyük amaçları olan önemli bir klas kuruluşudur. (*)

⚓ Türk Loydu, Paris MoU Klas Kuruluşları Performans Listesinde aralıksız 11 yıldır " Yüksek Performans " kategorisinde başarıyla yer almaktadır. (**)

(*)



Lloyd's List - En Büyük 100 Raporu
Aralık 2016

(**)



Paris MoU - Recognized Organization Performance Table
2014-2016

