GMO-SHIPMAR 2016

Proceedings

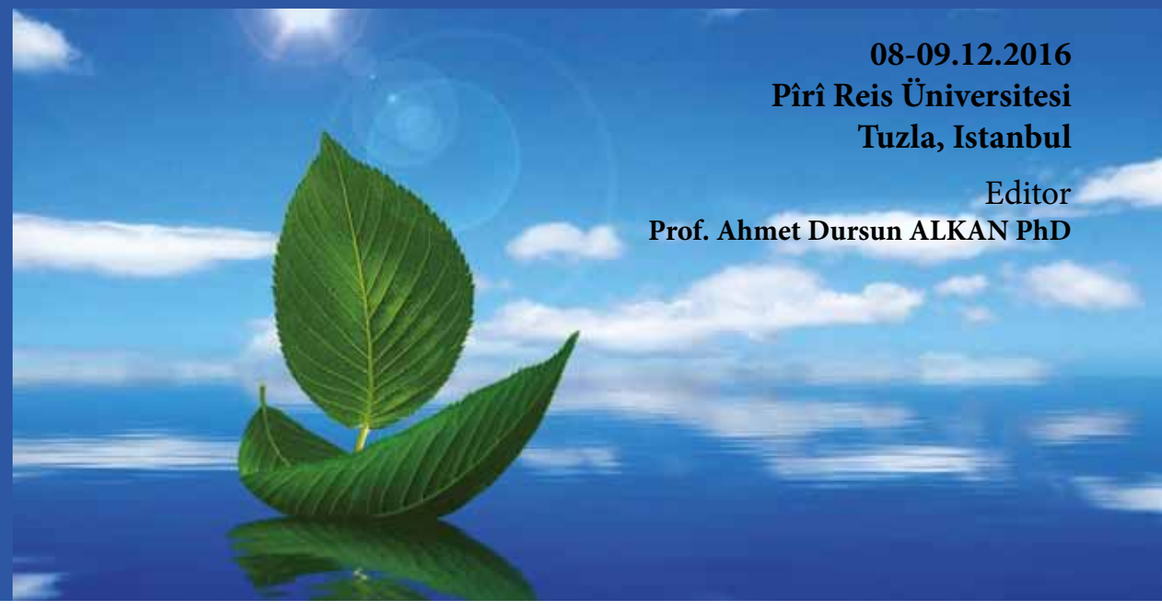
1st International Congress on
Ship and Marine Technology

Green Technologies

1. Uluslararası Gemi ve Deniz
Teknolojisi Kongresi

Yeşil Teknolojiler

Bildiri Kitabı



08-09.12.2016
Pîrî Reis Üniversitesi
Tuzla, Istanbul

Editor
Prof. Ahmet Dursun ALKAN PhD

1st International Congress on Ship and Marine Technology
1. Uluslararası Gemi ve Deniz Teknolojisi Kongresi
2016

TMMOB Gemi Mühendisleri Odası

UCTEA Turkish Chamber of Naval Architects and Marine Engineers

ISBN 978-605-01-1094-4

1st International Congress on Ship and Marine Technology
1. Uluslararası Gemi ve Deniz Teknolojisi Kongresi
08-09.12.2016

GMO-SHIPMAR 2016

1. Uluslararası Gemi ve Deniz Teknolojisi Kongresi "Yeşil Teknolojiler" Bildiri Kitabı

Proceedings: 1st International Congress of Ship and Marine Technology Green Technologies

Editor

Prof. Ahmet Dursun ALKAN PhD

08- 09.02.2016

Pîrî Reis Üniversitesi, Tuzla, İstanbul

https://www.gmo.org.tr/GMO-SHIPMAR

Gemi Mühendisleri Odası 08-09.12.2016 tarihlerinde 1. Uluslararası Gemi ve Deniz Teknolojisi Kongresi (GMO-SHIPMAR) adlı bilimsel ve teknik bir etkinlik düzenleyecektir. "Yeşil Teknolojiler" ana temalı kongremize, gemi ve deniz teknolojisi genel alanı içerisinde güncel ve gelecekteki sorunlar üzerinde, değerlendirmeleri ve çözüm önerileri ile katkı sağlayacak bilimsel bildirileri ve aynı zamanda sektör uzmanlarının hazırlayacakları teknik bildirileri sunmaya davet ediyoruz. Katkılarınız ve katılımınız sektörümüz adına bizleri onurlandıracaktır

Ship and Marine Technology Conferences has been organized since 1968 by Turkish Chamber of Naval Architects and Marine Engineers (GMO), member of Union of Turkish Engineers and Architects (TMMOB). This year, the conference will be held with the international coverage as the 1st INTERNATIONAL SHIPBUILDING AND MARINE TECHNOLOGY CONGRESS (GMO-SHIPMAR 2016) covering all aspects related to Naval Architecture and Marine Engineering field with special focus on "Green Technologies". The congress GMO will be honored to have paper submissions from scientists, professionals and industry representatives. All accepted papers will be published in a proceedings.

Kaynak Gösterimi / Citation:

1. Uluslararası Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi
Kongresi 2016 "Yeşil Teknolojiler" Bildiri Kitabı,
Ed:Prof.A.D.Alkan, TMMOB Gemi Mühendisleri Odası,
08-09 Aralık 2016, İstanbul.

Proceedings of the 1st International Congress on Ship
and Marine Technology 2016 "Green Technologies",
Ed: Prof.A.D.Alkan, UCTEA Turkish Chamber of Naval Architects and
Marine Engineers, 08-09 December 2016, İstanbul.

*** Tüm telif hakları, bildiriler içinde yer alan bilgiler ve bundan doğacak hukuksal sorumluluklar Yazarların kendilerine aittir.**

*** Copyrights and information contained in the papers are in legal responsibilities of authors.**

Bildiriler, aşağıdaki adresten indirilebilir.

Papers can be downloaded from **www.gmo.org.tr/GMO-SHIPMAR**

Printed in
Basım yeri

Cenkler Matbaacılık Amb. San. ve Tic. Ltd. Şti, İSTANBUL
cenkler@cenkler.com

Date of print
Baskı tarihi

Ekim 2017

ISBN: 978-605-01-1094-4

Dünyada her şey için, yaşam için, başarı için en gerçek yol gösterici bilimdir, fendir. Bilim ve fennin dışında yol gösterici aramak aymazlık, bilgisizlik, doğru yoldan çıkmışlıktır. Yalnız bilimin ve fennin yaşadığımız her dakikadaki evrelerinin gelişimini anlamak ve ilerlemelerini izlemek koşuldur. Bin, iki bin, binlerce yıl önceki bilim ve fen dilinin çizdiği genel kuralları, şu kadar bin yıl önce bugün aynı biçimde uygulamaya kalkışmak, elbette bilim ve fennin içinde bulunmak değildir.

Mustafa Kemal ATATÜRK

In the world, the real guiding light for everything, life or success is science. Looking for other guide rather than science is carelessness, ignorance and perversity. The prerequisite for this purpose is understanding the phases of science in every single minute, and following its advancement. Today, trying to apply the general rules of science, written thousands years ago is not following its thinking.

Mustafa Kemal ATATÜRK

AÇILIŞ KONUŞMASI

Sayın Öğretim Üyeleri, Başkanlar, Değerli Yazarlar; Üyelerimiz ve Katılımcılar,

1. Uluslararası Gemi ve Deniz Teknolojisi Kongremize Hoşgeldiniz!

Farklı disiplinleri karmaşık ve zor yapılarda ilişkilendirip birleştiren Gemi Mühendisliği mesleğimizin temsilcisi Gemi Mühendisleri Odası (GMO), 1954 yılından bu yana 62 yıllık bir süreç içerisindeki önemli faaliyetleri arasında Gemi ve Deniz Teknolojisi Kongrelerini düzenlemektedir. Odamız aynı zamanda bilimsel indekslere girmesini beklediğimiz Gemi ve Deniz Teknolojisi dergisini çıkarmaktadır. Gemi Mühendisliği Haftası olarak bu hafta başında 4'üncüsü düzenlenen Öğrenci Çalıştayı'nın yüksek bir katılım ile geçmesi gerçekten sevindiriciydi. Bu etkin faaliyetlerinden dolayı TMMOB Gemi Mühendisleri Odası'nı hep birlikte tebrik ediyoruz.

Hepimizi ilgilendirdiği gibi dünya denizcilik endüstrisinde mevcut durum nasıl ve gelecek nedir? 2008 yılındaki kriz veya ekonomik durgunluk etkileri halen devam etse de son yıllarda kural yaptırımları ile önemi artan Yeşil Gemi Gereklilikleri zaten tabiatında mücadeleci olan denizcilik sektörünü daha büyük yarışlara yöneltmiştir. İklim değişiminin yükselen sesle alarm verdiği günümüzde yeşil teknoloji amaçlı gemi ve deniz teknolojilerinin geliştirilmesi şüphesiz hem deniz hem de kara ve soluduğumuz havaya temiz nefes aldıracaktır. Yani biz denizciler İklim değişikliğine karşı duran katkılar sağlamak zorundayız. Belirtilmesi gereken önemli bir konu var, 'yeşil yenileştirme' veya retrofitting. Bilhassa CO2 ve NOx'in ana kaynağı olan ana tahrik ve yardımcı makineleri öncelik almışlardır. AB tarafından 2017'de ve IMO tarafından 2021'de uygulanacak kurallar, 76000 geminin büyük çoğunluğunun yenileştirme işlerini yani büyük bir pazarı getirecektir. Bu pazardan yeşil teknoloji ve teknolojik bilgi veya know-how'a sahip taraflar yararlanabileceklerdir. Araştırma-Geliştirme ve sanayi uygulamaları yeşil teknolojiler yönünde yoğun çalışmalar içerisinde olacaktır.

Geniş bir yelpazeye sahip bu önemli konuyu kongremizin ana teması olarak ele alacağız ve önümüzdeki iki gün içerisinde kongremize kabul edilen 68 bildirinin tamamına yakını sunulacak. Kongrenin başarılı geçmesini dilerken Almanya, Çin, Fransa, İngiltere, Kanada ve ülkemizden katkı veren tüm yazarlarımıza, Bilim ve Düzenleme Kurullarımıza, odamız ve kongre hazırlık ekibi ile dinleyici olarak katılıp katkı sunacak değerli konuklara teşekkür ederim.

Saygılarımla.

Prof. Dr. Ahmet Dursun Alkan

08.12.2016

OPENING SPEECH

Dear Professors, Presidents, Distinguished Authors, Members and Participants,

Welcome to the 1st International Ship and Marine Technology Congress!

The Turkish Chamber of Naval Architects and Marine Engineers (GMO) has been organizing Ship and Marine Technology Congresses since 1954, and they are only one of the numerous important activities conducted in a 62-year-period by the Chamber, the representative of our Marine Engineering profession – a profession that links and integrates different disciplines into complex and difficult structures. The Chamber also publishes the Ship and Marine Technology journal, which we expect to enter scientific indexes. It is pleasing to see such a high rate of attendance to 4th Student Workshop, held at the start of this week as part of the Naval Architecture Week. We all express our congratulations to the Turkish Chamber of Naval Architects and Marine Engineers for these highly valuable activities.

So, the two questions that concern all of us here are: what is the current situation of the global ship and maritime industry, and what will be its future? While the impact of the 2008 crisis and the ensuing economic stagnation is still felt, the increasingly-important Green Ship Requirements brought an even bigger challenge to an already-challenging industry. In the present situation, where the alarming sound of climate change is becoming louder, developing green ship and marine technologies will bring fresh air to the sea, the land and the air we breathe. In this light, it falls to us the maritime professionals to make contributions that will stand against climate change. There is an important issue to emphasize here: retrofitting. Priority is particularly given to main propulsion and auxiliary machinery, which are the main sources of CO2 and NOx. Green Ship Requirements will be applicable by EU in 2017 and IMO in 2021, introducing an enormous retrofitting market with a demand base of almost 76,000 ships. Only the parties with green technology and know-how can be the suppliers of this market. Needless to say, green technologies will be the focus of future R&D and industrial efforts

This highly important and broad topic will be the main theme of our Congress, where almost all of the 68 accepted papers will be presented in the next two days. I wish that the Congress will conclude successfully, and extend my thanks to each and every one of the contributors, participating from Germany, China, France, UK, Canada and Turkey, our Scientific and Organizing Committees, our Chamber, the congress preparation team as well as all of our guests who will participate and make valuable contributions.

With my best regards,

Prof. Ahmet Dursun Alkan PhD

December 8, 2016

KURULLAR / COMMITTEE

BAŞKAN/ CHAIR

Prof.Dr. Ahmet Dursun ALKAN (YTÜ, TR)

BİLİM KOMİTESİ / SCIENTIFIC COMMITTEE

Prof.Dr. Ahmet TAŞDEMİR (PRÜ)

Prof.Dr. Aykut ÖLÇER (WMU, SE)

Assoc.Prof.Dr. Bahadır UĞURLU(İTÜ, TR)

Prof.Dr.-Ing. Bettar O. el Moctar (Duisburg-Essen Univ., DE)

Dr. Emre PEŞMAN (KTÜ, TR)

Prof.Dr. Ercan KÖSE (KTÜ, TR)

Prof.Dr. Fahri ÇELİK (YTÜ, TR)

Prof. Giorgio Trincas (Univ. di Trieste, IT)

Prof.Dr. Hüseyin YILMAZ (YTÜ, TR)

Prof.Dr. Karin ANDERSSON (Chalmers Univ., SE)

Mr. Klaus Andreasen (BAWAT A/S, DK)

Prof. Mehmet ATLAR (Strathclyde Univ., UK)

Ing. Markus Wolfgang Haas (SICK AG, DE)

Prof.Dr. Nurhan KAHYAOĞLU (PRÜ, TR)

Prof.Dr Oğuz Salim SÖĞÜT (İTÜ, TR)

Prof.Dr. Oral ERDOĞAN (PRÜ, TR)

Dr. Özgür DEMİR (YTÜ, TR)

Prof.Dr. Philippe RIGO (Univ. of Liege, BE)

Prof.Dr. Riccardo BOZZO (Univ. di Genoa, IT)

Prof. Rumen KISHEV (TU Varna, BG)

Prof.Dr. Seigo HASHIMOTO (PRÜ, TR)

Dr. Serkan TÜRKMEN (Newcastle Univ., UK)

Prof.Dr. Süleyman ÖZKAYNAK (PRÜ, TR)

Dr. Uğur Oral ÜNAL (İTÜ, TR)

Prof.Dr. Volker BERTRAM (DNV-GL, DE)

Prof.Dr. Yasin ÜST (YTÜ, TR)

Prof.Dr. Ahmet Dursun ALKAN(YTÜ)

DÜZENLEME KURULU / ORGANIZING COMMITTEE

Assoc.Prof.Dr. Ömer Kemal KINACI (YTÜ)

Dr. Bekir ŞENER(YTÜ)

Dr. Ali DOĞRUL (YTÜ)

Dr. Burak YILDIZ (YTÜ)

Assoc.Prof.Dr. Murat ÖZKÖK (KTÜ)

Res. Asst. Cihad DELEN (İTÜ)

Res.Asst. Salih KARAALİOĞLU (İTÜ)

Res.Asst. Gürbüz BİLİCİ (İTÜ)

İÇİNDEKİLER

EFFECTS OF VARIABLE INTAKE VALVE CLOSING TIMING ON EXHAUST THERMAL MANAGEMENT OF A DIESEL ENGINE **1**
Hasan Üstün Başaran ve Osman Azmi Özsoysal

GEMİ DİZEL ANA MAKİNELERİNDE PLANLI BAKIM STRATEJİLERİ VE UYGULAMALARI **15**
Burak Göksu ve K.Emrah Erginer

GEMİLERİN SEVK SİSTEMİNDE KULLANILAN BİR GAZ TÜRBİNİNİN TERMO-EKONOMİK PERFORMANS ANALİZİ **33**
İbrahim Özsarı ve Güven Gonca

YERLİ ÜRETİM GEMİ DİZEL MOTORLARIN %100 DOĞAL GAZ YAKITINA DÖNÜŞÜMÜNÜ GERÇEKLEŞTİREBİLEN ALTERNATİF ÜSTÜN BİR YANMA MEKANİZMASI **45**
Rafig Mehdiyev, Ahmet D. Alkan, Mustafa Ünar ve Ömer Karataş

DENİZCİLİK SEKTÖRÜNDE SERA GAZI EMİSYONLARI HAKKINDA GELİŞMELER **65**
Cemil Yücel Talay ve Merve Kübra Tüter

THERMODYNAMIC DIESEL ENGINE CYCLE MODELING AND PREDICTION OF ENGINE PERFORMANCE PARAMETERS **79**
Mustafa Tuti, Zehra Şahin and Orhan Durgun

RAHOLA'DAN İKİNCİ NESİLE: HASARSIZ STABİLİTE KRİTERLERİNİN EVRİMİ **95**
Metin Taylan

CONWIP PRODUCTION CONTROL SYSTEM APPLICATION FOR SHIPBUILDING PROCESS **109**
Balkan Alptimur, Mustafa Kafalı and İsmail Hakkı Helvacıoğlu

MONTE CARLO SIMULATION EXERCISE IN THE SHIP PRODUCTION PLANNING **123**
Mustafa Kafalı, Yalçın Ünsan and Murat Özkök

A SYSTEMATICAL INVESTIGATION ON THE SPATIAL AND TEMPORAL DISCRETIZATION OF SPH METHOD **135**
Deniz Can Kolukısa, Murat Özbulut ve Emre Peşman

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SHOCK AND ACCELERATIONS ON INFLATABLE BOATS **151**
A. Gültekin Avcı, Barış Barlas and Mehmet S. Merdivenci

KONTEYNER TERMİNALLERİNDE RIHTIM VİNCİ ÇİZELGELEME PROBLEMİNİN ÇÖZÜMÜNE YÖNELİK ÖNERİLEN MODELLER ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA **163**
Remzi Fışkın ve Fevzi Bitiktaş

THE PARAMETERS THAT INFLUENCE BLOCK ASSEMBLY AND ERECTION PROCESSES ON THE SLIPWAY **181**
Yusuf Genç, Murat Özkök ve Fatih Alver

COASTER SHIPPING AND DATA ANALYSIS FOR WORKING OUT MAIN DIMENSIONS **189**
Şebnem Helvacıoğlu and Barış Barlas

GEMİ İNŞAATINDA PLANLAMA USULLERİ VE LİTERATÜR TARAMASI **201**
Mustafa Kafalı

GEMİ ÜRETİMİNDE KRİTİK ZİNCİR PROJE YÖNETİMİ **217**
Mustafa Kafalı

TANKER VE KONTEYNER TAŞIMACILIĞINA BALONLU TANK ENTEGRASYONU **233**
Hasan Basri Bayram

THE PURPOSE AND EFFECTS OF IMO PSPC IMPLEMENTATION FOR BALLAST TANKS - REVİEW STUDY **243**
Yusuf Genç ve Murat Özkök

EVALUATION OF GREEN PERFORMANCE INDICATORS' PRIORITY PERCEPTION IN TERMS OF SUSTAINABLE PORT CONCEPT: A COMPARATIVE ANALYSIS FOR TURKISH PORTS **249**
Umur Bucak and Barış Kuleyin

MARMARA DENİZİ'NDE SEFER YAPAN BİR YOLCU GEMİSİNİN BAKIM/ONARIM AŞAMASINDA YEŞİL GEMİ KONSEPTİ PERSPEKTİFİNDE ATIK YÖNETİMİ İNCELEMESİ **261**
Yağız Yetkin Azizler, Levent Bilgili ve Uğur Buğra Çelebi

GEMİ ROTALAMA VE ÇİZELGELEME ÇALIŞMALARI ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA **267**
Burak Yalın ve Remzi Fışkın

NOISE AND VIBRATION ANALYSIS OF A TUGBOAT **279**
Cem Taşdemir and Özgür Demir

CHARACTERISTICS OF NON-FATAL OCCUPATIONAL ACCIDENTS IN SHIPYARDS **289**
Tolga Aycı and Barış Barlas

DÜNYADA VE TÜRKİYE' DE MEYDANA GELEN BALIKÇI GEMİSİ KAZALARI VE İLGİLİ MEVZUATIN İNCELENMESİ **299**
Alper Kılıç ve Üstün Atak

TÜRK KARASULARINDA ÇEVRE KİRLİLİĞİYLE SONUÇLANAN DENİZ KAZALARI **313**
Alper Kılıç ve İlke Koşar Danışman

A STUDY ON AERODYNAMIC EFFECTS OF SUPERSTRUCTURES SHAPES BY USING CFD **321**
Hasan İslam Çopuroğlu and Emre Peşman

CFD ANALYSIS OF VENTILATION SYSTEM FOR AN ENGINE ROOM **337**
Cem Tasdemır and Seyfettin Bayraktar

THE EFFECT OF RESİSTANCE ON BOW AND STERN FORMS **349**
Abdi Kükner and Münür Fuat Mamur

A VESSEL/MOORING COUPLED DYNAMIC ANALYSIS OF CATENARY-MOORED FPSO INSTALLED FOR BLACK SEA **375**
Selahattin Alp Erkurtulmuş and Emre Peşman

EFFECT ON RESISTANCE BY CHANGING FORM AT SMALL CRAFTS **393**
Birkan Babacan

RÜZGÂR-ELEKTRİK HİBRİT KONSEPTİNDE GELİŞTİRİLEN BİR TEKNE İÇİN YATAY EKSENLİ SUALTI TÜRBİN TASARIMI **439**
Mustafa Alvar, Serkan Ekinci ve Alaz Talay

NUMERICAL INVESTIGATION OF SCALE EFFECTS ON MANEUVERING COEFFICIENTS OF DTMB 5415 HULL **459**
Suleyman Duman ve Sakir Bal

BİR SU ALTI ARACININ SEVK PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ **475**
Cihad Delen, Savaş Sezen ve Sakir Bal

TIP VORTEX INDEX (TVI) TECHNIQUE FOR INBOARD PROPELLER NOISE ESTIMATION **489**
Savas Sezen, Ali Dogrul and Sakir Bal

DENİZDE KONFOR DEĞERLENDİRME METOTLARINA GENEL BİR BAKIŞ **501**
Ferdi Çakıcı ve Ahmet Dursun Alkan

SAYISAL AKIŞKANLAR DİNAMİĞİNDE YÜKSEK BAŞARIMLI HESAPLAMA: 3 BOYUTLU KAPAK ETKİLİ HÜCRE İÇİ AKIŞI **509**
Ahmet Yurtseven , Taner Çoşgun ve Nurten Vardar

DALGA ENERJİSİNDEN FARKLI FORMLARA SAHİP DUBALARDA ELEKTRİK ÜRETİMİ TAYİNİ **523**
Aytekin Duranay ve Koray Şahin

COMPUTATIONAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF TRAILING EDGE SERRATIONS ON THE ACOUSTIC SELF-NOISE OF AN AIRFOIL **531**
Çağrı Aydın and Uğur Oral Ünal

AKILLI YALPA ÖNLEYİCİ BİR SİSTEMİN HATA TOLERANS KONTROLÜ İLE RİSK ANALİZİ **549**
Deniz Öztürk ve Hakan Akyıldız

DESIGN STUDY OF AN AXIAL IMPELLER FOR A HIGH SPEED CAVITATION TUNNEL **563**
Çağatay Sabri Köksal and Emin Korkut

MİDYE HASADI VE MİDYE HASAT GEMİLERİ ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA **583**
Mustafa Sarı, Alper Kılıç ve Levent Bilgili

A CRITICAL ASSESSMENT OF MEASURES TO IMPROVE ENERGY EFFICIENCY IN CONTAINERSHIPS **595**
Volker Bertram and Ahmet Taşdemir

DENİZALTI KIÇ KONİKLİK AÇISININ VE BOY-GENİŞLİK ORANININ TEKNE VERİMİ ÜZERİNE ETKİLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ **609**
Yasemin Arıkan Özden ve Fahri Çelik

THE USAGE OF INTERCEPTORS IN HIGH SPEED CRAFTS **627**
A. Gültekin Avcı and Barış Barlas

COST IMPACT OF GREEN SHIP REQUIREMENTS **637**
Ahmet Dursun Alkan

PASTORİZE BALAST SUYU SİSTEMİ **641**
Ömür Karatas ve Klaus andreasen

ANOTHER CHALLENGE: SEDIMENTS OF THE BALLAST TANKS **647**
Ceren Bilgin Güney, Şafak Nur Ertürk Bozkurtoğlu,
Devrim Bülent Danışman ve Fatma Yonsel

BİR YÜK GEMİSİNİN BALAST OPERASYONUNUN EKONOMİK VE EKOLOJİK ANALİZİ **659**
Veysi Başhan, Halil İbrahim Sönmez ve Güven Gonca

GEMİ ATIK YÖNETİMİ VE ATIK YAKMA ÜNİTELERİNİN TEKNİK STANDARTLARI ÜZERİNE BİR ÇALIŞMA **671**
Murat Yapıcı ve Nurten Vardar

BALAST SUYU YÖNETİMİ SÖZLEŞMESİNİN ETKİLERİ **681**
Aslı Yaldız Öztekin

MARINE ENVIRONMENT PROTECTION: NEW TECHNOLOGIES ON OIL SPILL RESPONSE INDUSTRY **687**
Ali Cemal Toz, Burak Koseoglu and Cenk Sakar

BALIKÇI GEMİSİ SOĞUTMA SİSTEMİNİN BİRİNCİ YASA ANALİZLERİ **703**
A. Sinan Karakurt ve Ümit Güneş

ON BOARD MEASUREMENTS OF EXHAUST EMISSIONS FROM A FERRY SAILING AT MARMARA SEA **709**
Selma Ergin, Saadet Kalender and Murat Durmaz

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF ORGANIC RANKINE CYCLE FOR WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM OF A SHIP **717**
Mehmet Akman and Selma Ergin

GEMİ DİZEL MAKİNELERİNDE NOx EMİSYONUNU AZALTMAK İÇİN UYGULANAN YÖNTEMLERİN MALİYET ANALİZİ **729**
İsmail Altın

GEMİ DİZEL MOTOR SUSTURUCUSUNUN OPTİMUM TASARIMI **735**
Şadi Kopuz, Hasan Avşar, Nasser Ghassembaglou ve
Levent Kavurmacıoğlu

EVALUATION OF SHIP SOURCED CARBON DIOXIDE EMISSIONS IN SAMSUN PORT, TURKEY **745**
Fatih Alver, Betül Saraç, Cihan Nacak ve Ülkü Alver Şahin

IMPACT TOUGHNESS OF FRICTION STIR PROCESSED LOW CARBON STEEL **753**
Dursun Murat Sekban, Semih Mahmut Aktarer, Zongyi Ma ve Gencaga Purcek

AN INVESTIGATION ON THE IMPLEMENTATION OF ERP SYSTEMS IN THE SHIPYARDS **759**
Eda Turan and Ali Suat Güler

INVESTIGATION OF HYDRODYNAMIC PERFORMANCE OF CAVITATING BLADES OF MARINE CURRENT TURBINES IN UNIFORM FLOW **765**
Mehmet Salih Karaalioğlu and Sakir Bal

QUANTIFYING AIR FLOW DISTORTION AROUND ANEMOMETER SITES ON A CATAMARAN **771**
Şahin Güngör and Ziya Haktan Karadeniz

ENERGY EFFICIENCY OPTIMIZATION ON CENTRIFUGAL PUMPS: A CONTENT ANALYSIS **781**
Onur Yüksel and Burak Köseoğlu

BALAST SUYU ARITMA SİSTEMLERİNİN MEVCUT DURUMU **Abdi** **797**
Kükner ve A. Mertcan Yasa

ÇANAKKALE VE İSTANBUL BOĞAZLARI'NDAN GEÇEN TÜRK BAYRAKLI KİMYASAL TANKERLERİN EMİSYON ÖLÇÜMÜ **811**
Yakup Kocaman, Levent Bilgili, Uğur Buğra Çelebi ve Kaan Ünlügençoğlu

ANAHTAR KELİMELER DİZİNİ **819**

YAZAR ADI DİZİNİ **822**

EFFECTS OF VARIABLE INTAKE VALVE CLOSING TIMING ON EXHAUST THERMAL MANAGEMENT OF A DIESEL ENGINE

Hasan Üstün BAŞARAN[1] ve Osman Azmi ÖZSOYSAL[2]

ABSTRACT

Nowadays, diesel engine emissions become a significant problem in the world and strict restrictions have been held to decrease their contributing effect on global warming. Engine manufacturers generally utilize exhaust thermal management systems to meet the diesel engine emission limits. However; these systems are heavily temperature-dependant and work inefficiently when exhaust gas temperatures become lower than 250°C at low-loaded conditions. Variable valve timing (VVT) can be used to achieve those high exhaust gas temperatures by changing the valve opening and closing timings at any speed and any load. Therefore, the aim of this study is to try to increase the turbine exit temperature (TET) of a low-loaded diesel engine (at 2.50 bar brake mean effective pressure (bmep)) above 250°C by changing the intake valve closing (IVC) timings. Diesel engine system is simulated by Lotus Engine Simulation (LES) program. The model is then validated with experimental results. Exhaust gas temperatures can be raised higher than 250°C when nominal IVC is advanced or retarded. The method results in fuel-efficiency since lower fuel injection rate is sufficient to keep loading constant. However, the method also causes exhaust flow rate to drop off.

Keywords: Diesel Engines, Exhaust Thermal Management, Variable Valve Timing, Turbine Exit Temperature.

1.Introduction

The internal combustion engines have a leading role in the world as a power plant for about a century. Thanks to advances in materials, manufacturing, computer analysis and design tools in the current 30 years; the internal combustion engines can attain higher standards of performance. Especially, strict legislations on emissions, fuel scarceness and social and economic factors are bringing new targets for current engine systems for the following years. Therefore, improved diesel engine models via computer simulations will be needed to supply those demands in the future.

VTT is one of the solutions for achieving higher torque, brake power, volumetric efficiency (η_{vol}) and reduced brake specific fuel consumption (bsfc) on diesel engine systems. VVT concept has long been searched for gasoline and diesel engines and significant improvements are gained in these studies [1-11]. VVT has also recently been examined to

1 İzmir Katip Çelebi Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi Makinaları İşletme Mühendisliği Bölümü, Tel:0535 302 92 57, e-posta: navalarchitect1985@gmail.com

2 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 285 65 16, e-posta: ozsoysal@itu.edu.tr

increase the efficiency of the exhaust thermal management systems (SCR, DOC and DPF) on diesel engines via rising the exhaust gas temperatures [12-17]. These recent studies prove that VVT is a practical method to decrease the emission rates of diesel engines by improving the effectiveness of the aftertreatment systems.

In this study, VVT will be used to increase the exhaust gas temperatures for more efficient exhaust thermal management. Particularly, at low load and low speed cases in diesel engines, the exhaust gas temperatures become lower than 250ºC which is insufficient for an efficient aftertreatment management. Therefore, the aim of the study is to rise the exhaust gas temperatures above that limit for constant engine loading cases by advancing and retarding IVC timings. Firstly, specifications of the diesel engine studied are explained. Mathematical formulations and validation of the simulation will lead to that. Finally, application of VVT will be shown with various figures of IVC timings.

2. Diesel Engine Specifications and The Simulation Model

2.1. Diesel engine specifications

The engine used for the study is Cummins type 6-cylinder turbocharged and intercooled diesel engine. The detailed specifications are given on Table 1 below. Performance curves of the diesel engine (η_{vol} & TET) are obtained from Garg's study [17]. These graphs are used for the validation of the simulation model of the diesel engine with experimental results for 2.5 bar engine loading (taken as bmep) at 1200 rpm engine speed. Although an automotive engine is examined in the study, these type of diesel engines can be converted into marinized diesel engines and be used in small marine vehicles. These marine vehicles may be required to work with low-loaded conditions during docking and manoeuvering too.

Table 1. Specifications of the diesel engine.

No of cylinders	6
Bore (mm)	107
Stroke (mm)	124
Connecting-Rod Length (mm)	192
Displacement (L)	6.7
Compression Ratio	17.3
Firing Order	1-5-3-6-2-4
Fuel System/Type	Direct Injection / Diesel
Calorific Value of Fuel (kJ/kg)	42700
Intake Method	Turbocharged & Air-Air Intercooled

The experimental data for η_{vol} and TET for the studied diesel engine is shown in Table 2 below. As it is seen, results are given for earlier and later IVC timings. 0 CA denotes the nominal IVC timing.

The aim of the simulation model will be to approach those experimentally obtained numbers as close as possible so as to obtain a reliable model. Then, effects of IVC timings on diesel engine performance and exhaust gas flow rate can be examined.

Table 2. Experimental data of the diesel engine.

IVC Timing (CA)	η_{vol} (%)	TET (ºC)
-65	63,00	254,5
-50	72,30	232,0
-40	78,00	220,5
-20	88,50	206,5
0	93,60	198,0
20	94,50	195,0
50	89,60	203,0
70	82,30	217,0
90	74,20	235,0
100	69,30	249,0

2.2. The simulation model

In this study, Lotus Engine Simulation (LES) program [18] is used for the simulation of the studied turbocharged&intercooled diesel engine. The model is shown on Figure 1 below.

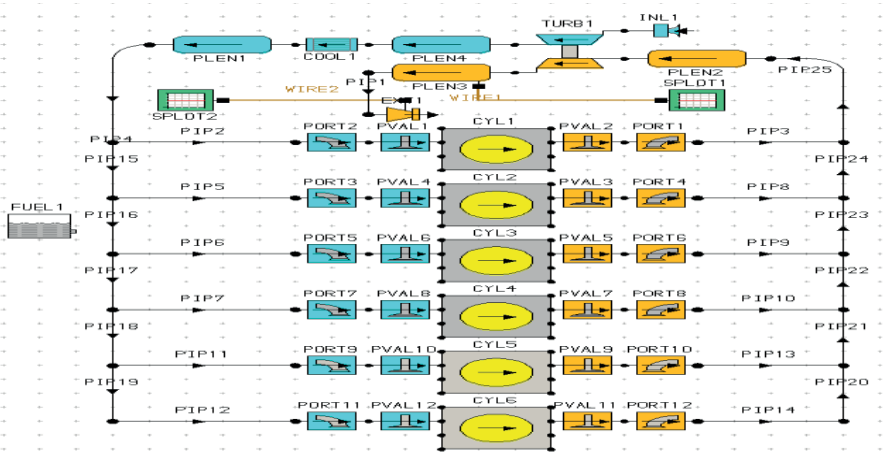


Figure 1. LES model of the diesel engine.

Cylinders, valves, ports, intercooler, turbocharger, plenums, sensors and also pipes connecting these elements can all be seen in this figure.

The simulation model is set to operate at 1200 rpm engine speed and 2.5 bar bmep. The specifications given on Table 1 above are used in the model. However, other required data for the model construction is defined appropriately on the simulation in order to obtain the experimental performance values (η_{vol} & TET) at 2.5 bar engine loading and 1200 rpm engine speed condition on Table 2. This is explained explicitly on the validation of the model part.

3. Mathematical Formulations

Diesel engine performance parameters in LES are calculated with the following equations below [19, 20].

The brake mean effective pressure (bmep) of the diesel engine is found with:

$$bmep = imep - fmep \tag{1}$$

Sandavol & Heywood engine friction model [21] is used to obtain the friction mean effective pressure (fmep) shown in formula (1) above. Indicated mean effective pressure (imep) is calculated with:

$$imep = W_c / V_d \tag{2}$$

In the equations above, W_c (kJ) represents the net indicated work per cycle and V_d shows the cylinder displacement volume. W_c can be determined with the formula below:

$$W_c = \int p dV \tag{3}$$

where p is the in-cylinder pressure. Displaced volume, V_d, is obtained with the following equation:

$$V_d = S(\pi B^2 / 4) \tag{4}$$

where S and B are engine stroke and cylinder bore. Also, the brake power, P_e (kW), and torque, τ_e (Nm), are calculated with the equations given below:

$$P_e = \left(bmep V_d NZ / n_r 60 \right) \tag{5}$$

$$\tau_e = \left({10^3 P_e} \middle/ {\omega} \right) \tag{6}$$

where N is engine speed (rpm) and Z is the number of cylinders. Moreover, n_r is the revolution per cycle and is taken as 2 for four-stroke engines and angular speed of the engine, ω (rad/s), is defined as:

$$\omega = 2\pi N / 60 \tag{7}$$

The brake specific fuel consumption, bsfc (g/kWh), is calculated with the following formula below:

$$bsfc = \dot{m}_f / P_e \tag{8}$$

where m_f shows the fuel mass flow rate (g/h). The brake thermal efficiency and volumetric efficiency of the system are found with:

$$\eta_{th} = \left[{3600 P_e} \middle/ {Q_{LHV}\ \dot{m}_f} \right] \tag{9}$$

$$\eta_{vol} = \left[{2\dot{m}_{ia}\, 10^3} \middle/ {30 \rho_{ia} V_d N} \right] \tag{10}$$

where Q_{LHV} is the lower heating (calorific) value of fuel, $\dot{m}_{ia}$ is inlet air mass flow rate (g/h) and ρ_{ia} is inlet air density (kg/m^3). ρ_{ia} can be calculated in the following formula by using the ideal gas law:

$$\rho_{ia} = \left[{10^3\, p_{ia}} \middle/ {RT_{ia}} \right] \tag{11}$$

Furthermore, the conditions within cylinders are calculated at each crank angle by solving the energy equation below [22].

$$\frac{dQ}{\partial t} + \frac{dB}{\partial t} - \frac{dW}{\partial t} = \frac{dE}{\partial t} + \sum \delta H \tag{12}$$

In the equation (12) above, Q is the net rate of heat energy transfer into the system, B is the heat release due to combustion, δH is the enthalpy change due to gas flows. W and E represent the displacement work and the internal energy.

Also, a single zone heat release model is applied to the system in order to define the combustion. The combustion rate is determined by two-part Wiebe function [23]. The Wiebe function defines the mass fraction burned as:

$$m_{frac} = 1.0 - \exp^{-A\left(\frac{\theta}{\theta_b}\right)^{M+1}} \tag{13}$$

where A and M are coefficients in Wiebe equation. θ is actual burn angle (after start of combustion), θ_b is the total burn angle (0-100 % burn duration).

In two-part Wiebe equation, total combustion period includes two periods; premixed combustion period and diffusion combustion period. The mass fraction burned in the premixed combustion is given as:

$$m_{frac,premixed} = 1.0 - \left[1 - \left(\frac{\theta}{\theta_b}\right)^{C_1}\right]^{C_2} \tag{14}$$

and for diffusion combustion period, it is:

$$m_{frac,diffusion} = 1.0 - \exp^{-A\left(\frac{\theta-\Delta}{\theta_b-\Delta}\right)^{M+1}} \tag{15}$$

Finally, mass fraction value is calculated with the following formula for two-part Wiebe:

$$m_{frac} = \beta\left(m_{frac,premixed}\right) + (1-\beta)\left(m_{frac,diffusion}\right) \tag{16}$$

In the equations above, C_1 and C_2 are coefficients in Watson&Pilley equation. β and Δ are the fraction of premixed combustion to total combustion and delay angle between premixed and diffusion combustion values. The values for the simulation of the turbocharged DI diesel engine are chosen as A=6.0, M=0.1, C_1 = 2.5, C_2 = 2500, β =0.05 and Δ =0.0.

Moreover, Annand heat transfer model [24] is chosen in diesel engine simulation for the heat transfer from the cylinders. The Annand connective heat transfer model can be stated with the following equation as:

$$\frac{hD_{cyl}}{k} = A\mathrm{Re}^{B} \tag{17}$$

In the equation (17) above, h is heat transfer coefficient (W/m^2K), k is thermal conductivity of gas in the cylinder (W/mK), D_{cyl} is cylinder bore, Re is Reynolds number and A and B are Annand open or closed cycle coefficients which are taken for open cycle as 1.1 and 0.7 and for closed cycle as 0.2 and 0.8. The heat transfer per unit cylinder area can be calculated with:

$$\frac{dQ}{A} = h\left(T_{gas} - T_{wall}\right) + C\left(T_{gas}^{4} - T_{wall}^{4}\right) \tag{18}$$

where A is area, T is temperature and C is Annand closed cycle coefficient, taken as $4.29*10^{-9}$.

4. Validation of the Model

Technical data stated in Table 1 are inserted into the simulation specifications. However, some other input variables are required in the program and these values are taken as appropriately in order to achieve the experimental data in Table 2.

The inlet and exhaust port diameters are taken as 24,00 mm and 22,00 mm, fuel type is diesel and calorific value is 42700 kJ/kg. The sensors in Figure 1 (SPLOT1 and SPLOT2) are put on the model for TET (ºC) and exhaust flow rate (kg/min). One is located under the turbocharger; linked with a wire to the plenum after the turbine and obtains the TET values. Other one is connected to the exit and measures the exhaust flow going directly to the exhaust thermal management. Maximum valve lifts for inlet and outlet valves are 8.5 mm and 9.90 mm. Also nominal valve timings for the simulation are given below on Figure 2.

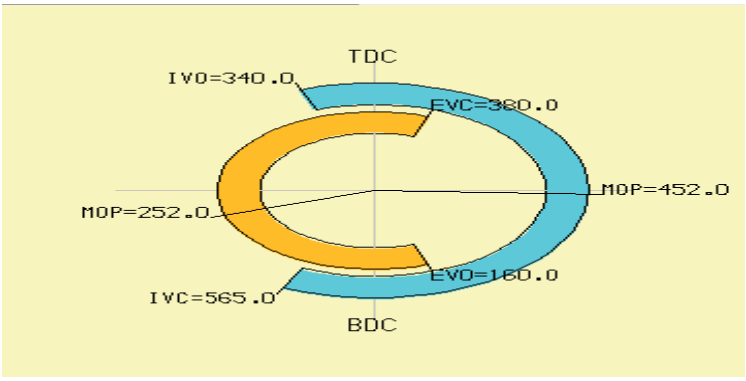


Figure 2. Nominal valve timings of the simulation.

The experimental results on Table 2 are yielded via changing IVC timings as shown on Figure 3 below. Nominal IVC timing is closed later or earlier when all other valve timings and maximum valve lifts are kept constant. Also, at 1200 rpm engine speed, engine loading is kept fixed too.

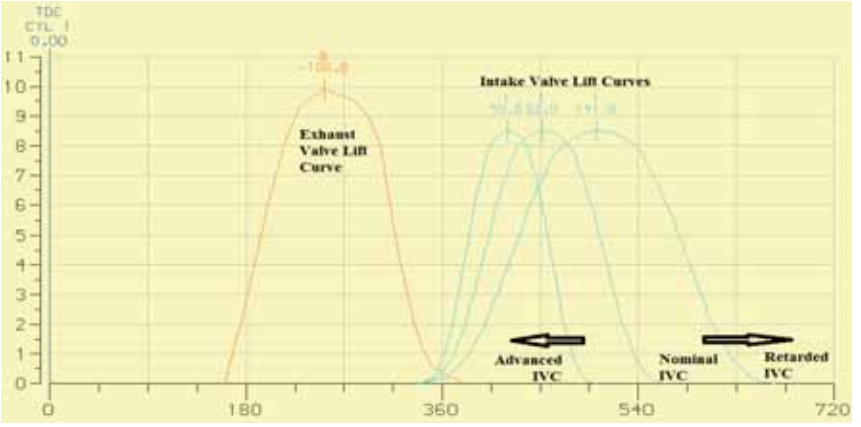


Figure 3. Advanced and retarded IVC timings.

By using the assumptions explained above and mathematical expressions stated on previous part, the performance graphs of the simulation for TET and volumetric efficiency are yielded as seen in Figure 4 and Figure 5 below.

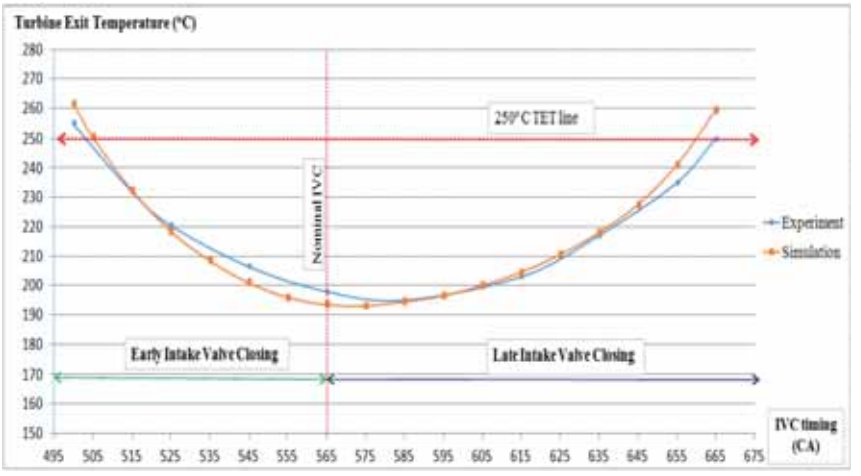


Figure 4. TET (ºC) comparison between simulation & experiment.

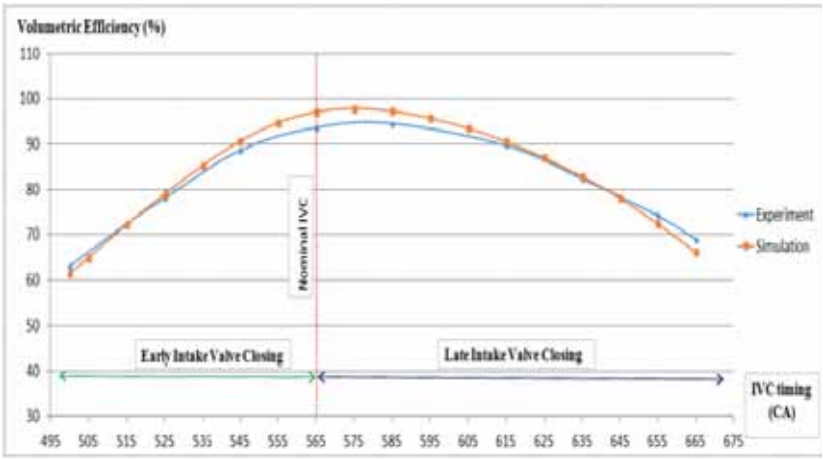


Figure 5. η_{vol} (%) comparison between sim&exp.

As it is seen from Figures 4&5, simulated TET and volumetric efficiency values are generally compatible with the experimental data for 2.50 bar bmep and 1200 rpm engine speed. That proves that the simulation is reliable for examining the effect of IVC timing on exhaust thermal management. It is evident from the verification above that changing IVC timing is very useful for rising TET from nominal 195ºC to more than 250ºC. Early and late IVC are both beneficial. Advancing IVC timing 65 CA from the nominal value can result in 60ºC TET increase. However, for the same TET rise, IVC timing must be retarded 100 CA from the nominal closing timing. It can be derived that TET is directly related with the η_{vol}. Also, the results are consistent with the recent Miller process (earlier and later closing of IVC) studies [25-27].

5. Effects of IVC on Diesel Engine Performance

As explained on the previous section that IVC is definitely practical for reaching higher than 250ºC TET and hence more efficient exhaust thermal management. However, as seen on Figure 5, volumetric efficiency is decreasing sharply for both EIVC and LIVC cases. It goes down lower than 70 % with LIVC and even lower than 65 % with EIVC. It can be derived that those extra air close to nominal IVC (at timings where volumetric efficiency is high) causes a decrease on TET. Also, when Figure 4 and Figure 5 are compared, it is evident that TET is inversely proportional with the volumetric efficiency. The lower the volumetric efficiency is, the higher the TET is for constant engine loading case.

Now, effect of IVC timing on diesel engine efficiency and exhaust flow rate will be examined. These performance values must also be considered while reaching greater than 250ºC TETs.

5.1 Diesel engine efficiency

In the study, as explained earlier, engine loading is kept constant (bmep equal to 2.50 bar) at 1200 rpm for different IVC timings. While IVC sweeps through earlier and later timings, fuel injection rate (mm^3/inj) at nominal case must be increased or decreased in order to manage the bmep fixed. The change in fuel injection rate per cylinder is shown below on Figure 6.

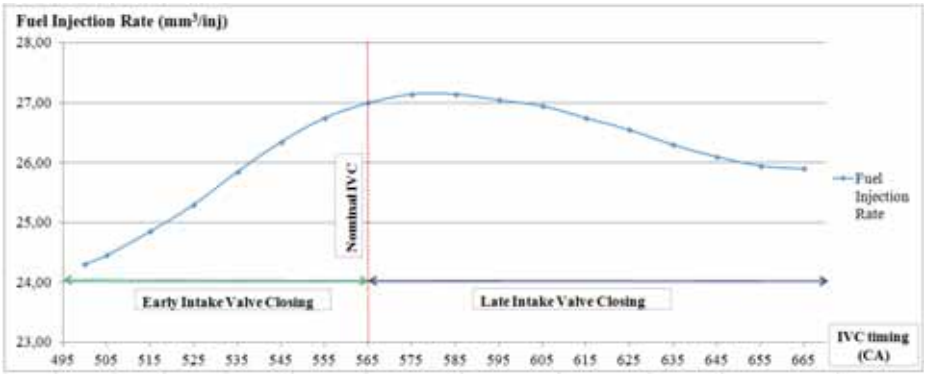


Figure 6. Fuel injection rate (mm^3/inj) change with IVC.

It is seen from figure above that fuel injection rate is going down for both advanced and retarded IVC timings. Less fuel is required to obtain 2.50 bmep when IVC is swept earlier and later than nominal. EIVC becomes more fuel-saving than LIVC. In order to understand the reason behind this fuel consumption reduction, pumping mean effective pressure (PMEP) , friction mean effective pressure (FMEP) and indicated mean effective pressure (IMEP) change for retarded and advanced IVC timings at constant engine loading must be analyzed below on Figures 7&8.

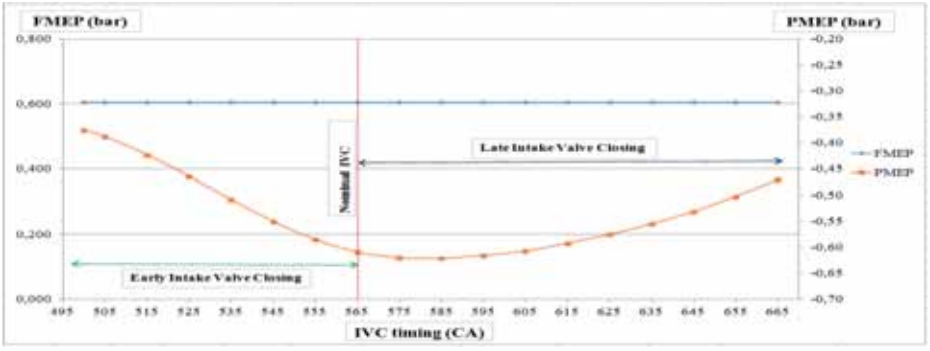


Figure 7. FMEP (bar) and PMEP (bar) change with IVC.

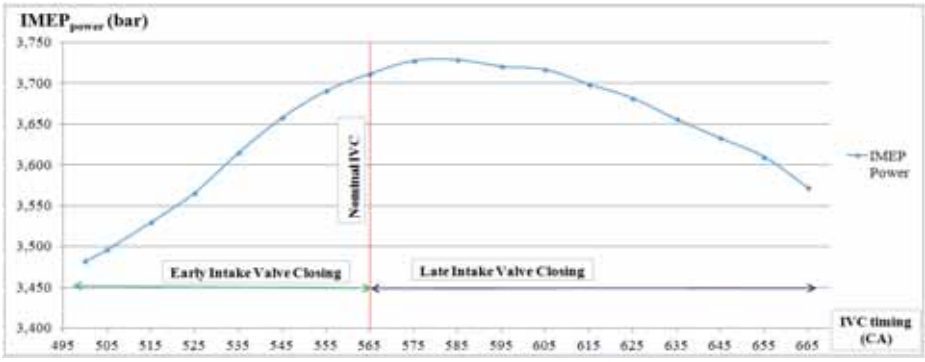


Figure 8. IMEP (bar) change with IVC.

As it is seen from the figures above, FMEP is not affected significantly but PMEP is decreasing for both earlier and later IVC timings. That means there is lower pumping loss during the cycle for these timings. This stems from the reduction of air flow through the engine which is evident from the decrease of volumetric efficiency demonstrated in Figure 5. Therefore, lower IMEP is needed to reach 2.50 bar bmep in comparison to nominal valve timing condition and lower fuel consumption is sufficient to maintain constant engine loading. The method is fuel-saving for both advanced and retarded IVC timings.

5.2 Exhaust flow rate

Sweeping IVC timing forward and backward from the nominal timing is definitely beneficial for reaching higher than 250ºC TETs. Moreover, it increases the efficiency by diminishing the demanded fuel injection rate for the same engine loading. However, it also has a negative effect. It leads to reduction on exhaust flow rate. Exhaust flow (kg/min) change is given on Figure 9 below. Similar to volumetric efficiency, it drops sharply too.

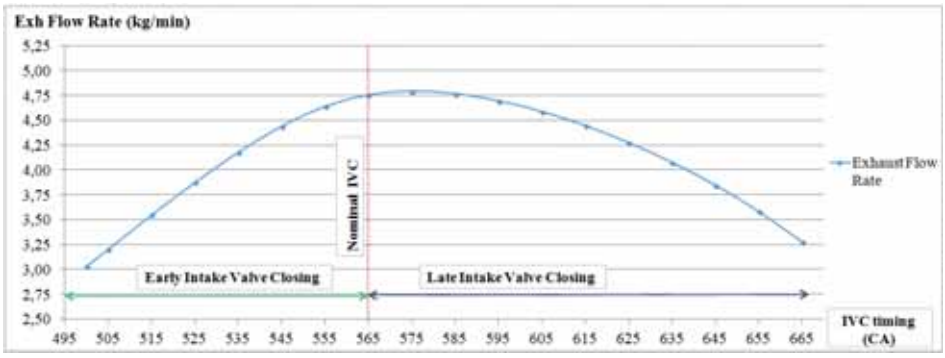


Figure 9. Exhaust flow (kg/min) change with IVC timings.

Decreased exhaust flow rate causes reduction of heat transfer from the exhaust gases leaving the turbine to the catalyst substrate. It also slows down the process and affects efficiency negatively. However, 2.50 bar bmep is a low engine loading condition. Exhaust flow probably will not decrease that much for higher engine loading cases when the same method is applied to rise the TET above 250°C. At lower engine loadings, this is a serious problem to be considered.

6. Conclusion

In this study, effect of earlier and later closing of intake valves on exhaust thermal management of a 6-cylinder turbocharged & intercooled diesel engine system is examined. The diesel engine model is constructed via using LES program and it is then validated with the experimental results of the same diesel engine for different intake valve closing timings. It is seen that TET can become higher than 250°C when IVC is advanced 65 CA from nominal timing or when it is retarded 100 CA from stock valve timing. Up to 60°C TET rise is achieved with this method for both earliest and latest IVC timings. Effect of IVC timing on diesel engine performance is also studied. Sweeping IVC timing from nominal results in fuel-efficiency for both advanced and retarded cases. Decreased volumetric efficiency lowers the pumping losses and decreased PMEP leads to fuel-saving. But, reducing volumetric efficiency also causes exhaust flow rate to drop sharply which decreases the heat transfer from the exhaust gases to the catalyst substrate. Examining VVT effect on exhaust thermal management efficiency should continue in order to raise TET above 250°C without causing a significant drop in exhaust flow rate.

7. References

[1] Gray, C., 1988, "A review of variable engine valve timing", *SAE Paper no. 880386.*

[2] Dresner, T. and Barkan, P., 1989, "A review and classification of variable valve timing systems", *SAE Paper no. 890674.*

[3] Ahmad, T. and Theobald, M. A., 1989, "A survey of variable valve actuation technology", *SAE Paper no. 891674.*

[4] Leonard, H. J., Stone, C. R. and Charlton, S. J., 1991, "Parametric investigation of variable valve timing applied to a turbocharged diesel engine", *SAE Paper no. 910453.*

[5] Stone, C. R., Leonard, H. J. et al., 1995, "Design and performance of a variable valve timing system on a highly turbocharged diesel engine - experimental and predicted results", *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 209:297.*

[6] Ozsoysal, O. A., Söğüt, O. S. et al., 1995, "An analytical investigation of variable valve timing on a high speed turbocharged multi-valve marine diesel engine", *ECOS'95, July 11-15, ISTANBUL, Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*.

[7] Lancefield, T. et al., 2000, "The application of variable event valve timing to a modern diesel engine", *SAE Paper no. 2000-01-1229*.

[8] Parvate-Patil, G. B., Hong, H. and Gordon, B., 2004, "Analysis of variable valve timing events and their effects on single cylinder diesel engine", *SAE Paper no. 2004-01-2965*.

[9] He, X., Durett, R. P. and Sun, Z., 2008, "Late intake valve closing as an emissions control strategy at Tier 2 Bin 5 engine-out NOx level", *SAE Paper no. 2008-01-0637*.

[10] Deng, J. and Stobart, R., 2009, "BSFC investigation using variable valve timing in a heavy duty diesel engine", *SAE Paper no. 2009-01-1525*.

[11] Tomoda, T. and Ogawa, T. et al., 2010, "Improvement of diesel engine performance by variable valve train system", *International Journal of Engine Research, 11:331*.

[12] Honardar, S. et al., 2011, "Exhaust temperature management for diesel engines assessment of engine concepts and calibration strategies with regard to fuel penalty". *SAE paper 2011-24-0176, pp. 4-13*.

[13] Wickström, A., 2012, "Variable valve actuation strategies for exhaust thermal management on a HD diesel engine". *Master Thesis, KTH Industrial Engineering and Management, Stockholm*.

[14] Gehrke, S. et al., 2013, "Investigation of VVA-based exhaust management strategies by means of a HD single cylinder research engine and rapid prototyping systems". *SAE Int J Commer Veh; 6(1): 47-61*.

[15] Roberts, L., Magee, M. et al., 2014, "Modeling the impact of early exhaust valve opening on exhaust aftertreatment thermal management and efficiency for compression ignition engines". *International Journal of Engine Research*. DOI: 10.1177/1468087414551616.

[16] Magee, M., 2014, "Exhaust thermal management using cylinder deactivation". *Master Thesis, Purdue University, West Lafayette, IN*.

[17] Garg, A. et al., 2015, "Fuel-efficient exhaust thermal management using cylinder throttling cia intake valve closing timing modulation". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. DOI: 10.1177/0954407015586896.

[18] Lotus Engineering Software, Lotus Engine Simulation (LES), 2013, "Lotus Engine Simulation User's guide". *Lotus Engineering, Hethel, Norfolk*.

[19] Heywood, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, New York*.

[20] Pearson, R. J. et al., 2004, "Lotus Engineering software - an approach to model-based design". *Lotus Engineering, Hethel Norfolk.*

[21] Sandoval, D. & Heywood, J. B., 2003, "An improved friction model for spark ignition engines". *SAE Paper no. 2003-01-0725.*

[22] Benson, R. S., 1982, *The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines (Volume 1), Clarendon Press.*

[23] Watson, N. & Pilley, A. D., 1980, "A combustion correlation for diesel engine simulation". *SAE Paper 800029.*

[24] Annand, W. J. D., 1963, "Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 177, pp. 983-990.*

[25] De Ojeda, W., 2010, "Effect of variable valve timing on diesel combustion characteristics". *SAE Technical Paper no. 2010-01-1124.*

[26] Modiyani, R. et al., 2010, "Effect of intake valve closure modulation on effective compression ratio and gas exchange in turbocharged multi-cylinder engines utilizing EGR". *International Journal of Engine Research, Vol. 12.*

[27] Dembinski, H & Lewis, C., 2009, "Miller-cycle on a heavy duty diesel engine". *Master Thesis MMK 2009:1, KTH, Stockholm.*

GEMİ DİZEL ANA MAKİNELERİNDE PLANLI BAKIM STRATEJİLERİ VE UYGULAMALARI

Burak GÖKSU[1], K.Emrah ERGİNER[2]

ÖZET

IMO (International Maritime Organization) tarafından gemilerin, olabildiğince emniyetli, güvenli, verimli ve deniz kirliliğini önleyecek şekilde işletilmesi için uyulması gereken kurallar 1993'te A.741(18) no' lu kararla kabul edilmiştir. 1 Temmuz 1998' de ISM Kod (International Safety Management Code) A.788(19) no' lu kararla da SOLAS (Safety of Life at Sea) sözleşmesinin IX. bölümü olarak yürürlüğe girmiştir.

Bu çalışmada, İzmir ilinde bulunan gemi işleten şirketler ile yapılacak yüz yüze görüşmeler sonucunda, gemilerinde kullandıkları dizel ana makinelerin özelliklerine göre uyguladıkları bakım stratejileri, bu stratejilerin ISM Kod Bölüm 10' a uygunluğu ve kullanılan sistemlerden elde ettikleri kazanımlar üzerine araştırma yapılması amaçlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Gemi dizel ana makineleri, ISM Kod, Planlı bakım sistemleri

1. Giriş

Gemilerde emniyetli yönetim kodunun uygulanmaya başlanması ile gemilerin işletilmesi sırasında uyulması gereken kurallarda IMO kuralları kapsamına girmiş ve zorunlu hale gelmiştir. Bu uygulamanın amacı, emniyet tedbirlerini insan, maddi ve çevre zararlarını indirgeyecek biçimde almaktır[1]. IMO, gemi tasarımı, inşaatı, ekipmanı, işletilmesi ve atık yönetimi konularını kapsayarak bu kritik sektöre; emniyetli, çevreye duyarlı, enerji verimli ve güvenli ortamı sağlamak için önlemler alır. Gemi taşımacılığının %80' inden fazlası küresel piyasalarda olmaktadır, bu sebepledir ki IMO' nun ana hedefi gemi endüstrisine evrensel düzenleme getirmek ve uygulamaktır[2].

[1] Arş. Gör., Dokuz Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, İZMİR, burakgks@gmail.com [2] Yard. Doç. Dr., Dokuz Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, İzmir, emraherginer@gmail.com

IMO konvansiyonuna taraf olan ülkeler kendi bayrağı altındaki gemilerde ve kendi karasularında meydana gelen deniz kazalarını incelemek üzere ulusal kurullarını ve bayrak devleti kurallarını oluşturmuştur. Ülkemizde de ulaştırma modlarında meydana gelen ciddi kazaların incelenmesi için 1 Kasım 2011 tarihli kararla Kaza Araştırma ve İnceleme

Kurulu' nun (KAİK) oluşturulması hükme bağlanmıştır. Ülkemizin yanı sıra aşağıda kendi ulusal sınırlarında görev yapan bazı kuruluşlar listelenmiştir:

- Amerika Birleşik Devletleri Ulusal Ulaştırma Emniyet Kurulu (NTSB),
- Almanya Federal Deniz Kazaları Araştırma Bürosu (BSU),
- İngiltere Deniz Kaza Araştırma Şubesi (MAIB),
- Japonya Ulaştırma Emniyeti Kurulu (JTSB),
- Kanada Ulaştırma Emniyeti Kurulu (CTSB),
- Avustralya Ulaştırma Emniyeti Bürosu (ATSB).

Ulusal gözlem ve inceleme yapmanın haricinde bölgesel faaliyet gösteren bağımsız örgütler de IMO' nun ana hedefleri doğrultusunda çalışmaktadır. Bu kurumlardan biri olan EMSA (European Maritime Safety Agency), merkezi Lizbon' da olan ve Avrupa Birliği' ne bağlı bir ajanstır. Avrupa Komisyonu ve üye ülkelere denizde emniyet, güvenlik ve kirlilik konularında teknik destek sağlamak ve denizcilikteki gelişme ve uygulamalar konusunda yardımcı olma amacını ilke edinen bir kurum olarak varlığını sürdürmektedir. Aynı zamanda fosil kaynaklı kirliliğe tepki gösterme, gemi izleme ve uzun menzilli gemi takibi gibi operasyonel görevleri de yerine getirmektedir. 2003 yılında EMSA' nın kurulmasına zemin oluşturan siyasi güç, 1999 Erika ve 2002 Prestige felaketlerinden kaynaklanan petrol sızıntılarıdır. Bu hadiseler Fransa ve İspanya kıyılarında çevresel ve ekonomik zararlara neden olmuştur[3].

Çalışmanın amacı, EMSA 2015 yılı raporundaki verilerin kullanılarak, kazaların hangi tip gemilerde ne oranda olduğu ve bu gemilerin karıştığı kazaların makine dairelerinde olanlarının toplamda karşılaştıkları kazaların oranına dikkat çekilerek, ISM Kod Bölüm 10' un öneminin vurgulanmasıdır. Bu amaç doğrultusunda, gemi kazaları, makine dairesi kaza oranları, ISM Kod Bölüm 10 içeriği, bakım stratejileri ve İzmir ili merkezli şirketlerin gemilerinin dizel ana makinelerine uyguladıkları ISM Kod kapsamındaki bakım sistemleri konularında inceleme yapılmıştır.

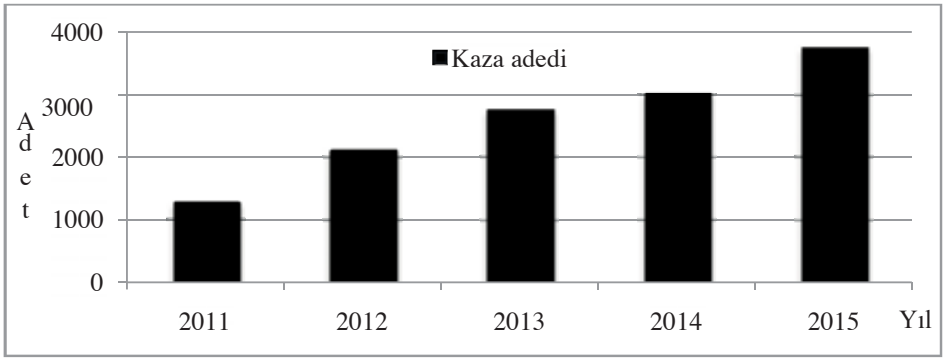
2. Gemi Kazaları

EMSA edindiği misyon çerçevesinde oluşturduğu EMCIP (European Marine Casualty Information Platform - https://emcipportal.jrc.ec.europa.eu/) sistemindeki istatistiksel verileri, denizcilik konusunda bilinci artırmak için yıllık raporlar halinde kamuoyu ile paylaşmaktadır. Yayınlanan raporlar,oluşan deniz kazalarını; sayısı, ciddilik derecesi, türü, kök sebepleri, sonuçları, seyir durumu ve gerçekleştiği bölge ve bölgesel dağılımı gibi konularda sınıflandırırken, olaya karışan gemileri de; bulundurduğu bayrağa, geminin tipine,

kazanın gemi bünyesinde gerçekleştiği yere göre sınıflandırarak gemi kazalarının incelenmesine yardımcı olmaktadır.

Tablo 1. 2011-2015 arası yıllara ait kaza sayıları [4]

Yılı	*Kaza sayısı*
2011	1271
2012	2117
2013	2767
2014	3025
2015	3750



Şekil 1. 2011-2015 arası yıllara ait kaza sayıları [4]

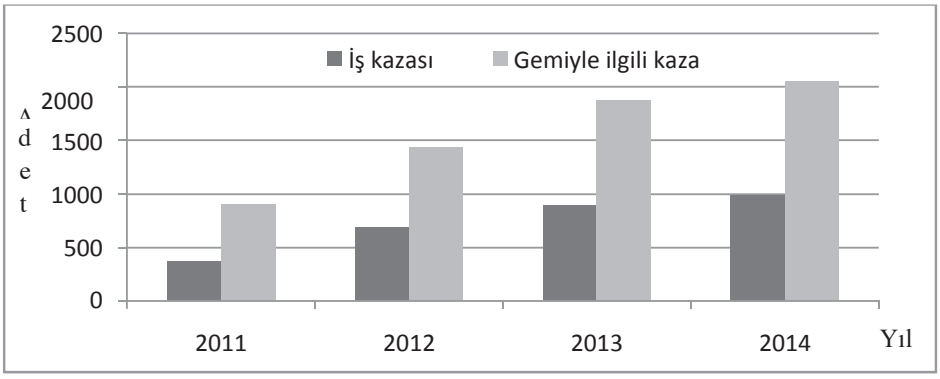
Tablo 1 ve Şekil 1' de son beş yıla ait kaza sayıları görülmektedir. 2015 yılı verisi tahminidir[4]. Gerçekleşen olayların sonucunda can ve maddi kayıplar yaşanmakla birlikte etkisi uzun yıllar süren çevresel felaketler de meydana gelmektedir. Yaşanması muhtemel bir kazadan dolayı aşağıda IMO' nun da belirttiği sonuçlardan bir veya birkaçı aynı anda oluşabilmektedir[5]:

- Bir insanın ölümü, kaybolması ve ciddi şekilde yaralanması,
- Bir geminin kaybı veya terki,
- Kazaya karışan geminin veya gemi dışı yapıların maddi hasarı,
- Karaya oturma, çatışma veya geminin devre dışı kalması,
- Şiddetli veya potansiyel ciddi çevre zararları.

Mevcut kazalar, incelenen EMSA raporunda gemiyle ilgili ve iş kazası olanlar diye iki bölüme ayrılmıştır. Gemi ile ilgili kaza; gemi, teçhizat veya kargonun herhangi bir kazadan etkilenmesi, iş kazası ise sadece insanların etkilendiği kazalardır. Gemi bünyesini ilgilendiren kazaların çoğunluğu oluşturduğu Tablo 2 ve Şekil 2' den görülmektedir.

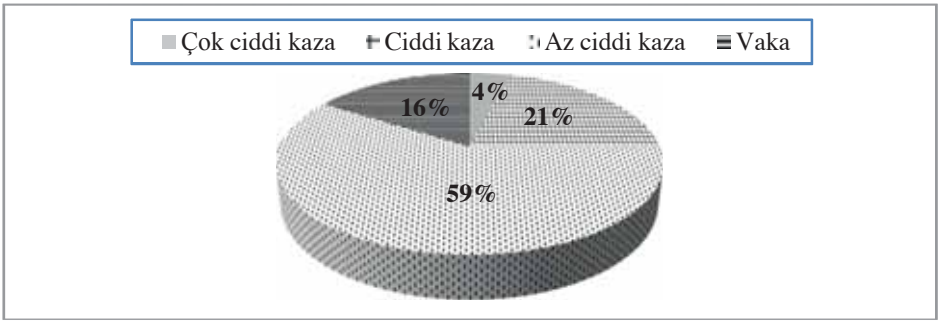
Tablo 2. 2011-2014 arası kaza türleri [4]

Yılı	*İş kazası*	*Gemiyle ilgili kaza*	*Toplam kaza*
2011	373	898	1271
2012	684	1433	2117
2013	891	1876	2767
2014	978	2047	3025



Şekil 2. 2011-2014 arası kaza türleri [4]

IMO kazaları sınıflandırırken çok ciddi kaza, ciddi kaza, az ciddi kaza ve vakadan oluşan dört bölüme ayırmış[6] ve EMSA 2015 yılı raporuna göre de 2011-2014 yılları arası kazaların ciddilik dereceleri Şekil 3' teki yüzde değerlerine sahiptir.



Şekil 3. 2011-2014 arasındaki gemi kazalarının dereceleri [4]

Kazaların dereceleri aşağıda açıklanmıştır[7].

Çok ciddi kaza; geminin batması, can kaybı veya şiddetli kirlilik gibi olaylara maruz kalan kaza çeşididir.

Ciddi kaza; çok ciddi kaza olarak nitelenemeyen, yangın, patlama, çatışma, karaya oturma, ağır havadan kaynaklı hasar, gövde hasarı gibi durumları içeren ve aşağıdaki sonuçları olan kazalardır:

- Ana makinenin çalışamayacak kadar hasar alması, yaşam mahallinde yeniş çaplı hasar, karinanın delinmesi gibi ciddi yapısal hasar ve geminin emniyetli seyrini engelleyen durumlar, ya da
- Miktarına bakılmaksızın kirlilik ve/veya
- Romörkaj veya kıyı yardımı gerektiren durumlar.

Az ciddi kaza; Çok ciddi kaza veya ciddi kaza olarak sınıflandırılamayan ve kaydının tutulmasının faydalı olması amacıyla tehlikeli durumlar ve vakaları içeren olaylardır.

Vaka; geminin, personelin veya deniz çevresinin tehlikeli durumla karşılaştığı fakat sonucunda kazanın oluşmadığı durumdur.

Çalışmamızda 2011-2015 yılları arasında yıllara ait kaza sayıları ve 2011-2014 yılları arasındaki kazaların insan veya gemi ile ilgili olanlarının sayıları ve ciddilik dereceleri gösterilmiştir. Tablo 3' te mevcut kazaların hangi gemi tipi ve Tablo 4' ten Tablo 8' e kadar olan tablolarda ise EMSA' dan edinilen veriler ışığında incelenen deniz kazalarının beş gemi tipinin hangi mahallinde gerçekleştiği gösterilerek neden ana makine kazalarının seçildiği ve hangi tip gemilerde inceleme yapılacağına karar verilecektir.

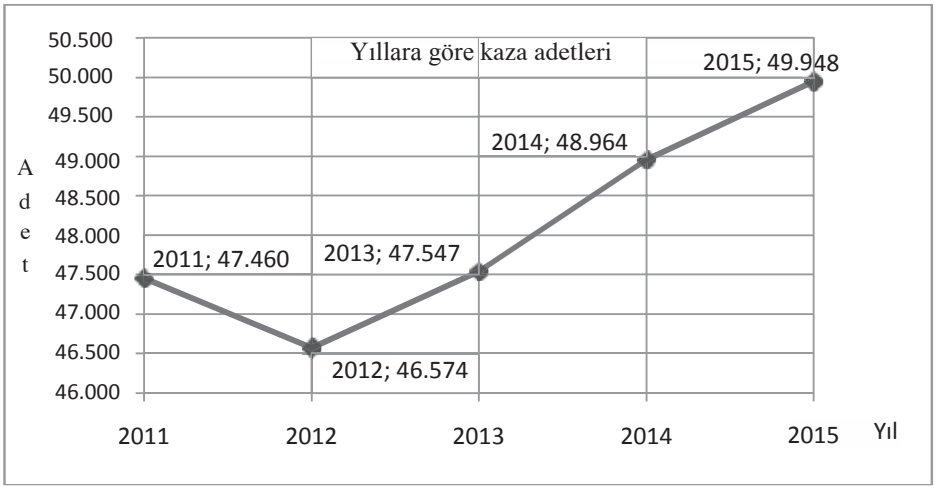
Tablo 3. 2011-2014 yılları arasında gemi tiplerine göre kaza oranları [4]

Gemi tipi	*Kaza oranı (%)*
Kargo gemisi	44
Yolcu gemisi	23
Balıkçı gemisi	13
Servis gemisi	15
Diğer	5

Sınıflandırmada kullanılan gemi tipleri aşağıda belirtilmiş ve böyle anılacaklardır[4]:

- Kargo gemisi: çeşitli tipte yük, eşya ve ürünü taşımak için tasarlanmış, maksimum 12 yolcu taşıyan gemiler,
- Balıkçı gemisi: balık veya diğer deniz canlılarını avlamak için kullanılan veya tasarlanan gemiler,
- Yolcu gemisi: 12 den daha fazla yolcuyu taşımada kullanılan gemiler,
- Servis gemisi: romörkör veya tarak gemisi gibi özel hizmetlerde kullanılan gemiler,

- Diğer: iç su tekneleri, gezi tekneleri, askeri gemiler ve tipi belirtilmemiş gemilerden bahsedilmektedir.



Şekil 4. 2011-2015 yılları arası dünyadaki kargo gemisi toplam adedi[8]

Şekil 4' te 2011-2015 yılları arasında dünya kargo gemisi filosundaki gemilerin adetleri yıllara göre gösterilmiştir. Kargo gemisi sayıları hesaplanırken, denizcilik sektörüne güvenilir bilgi sunma amacıyla hizmet veren Equasis' in (www.equasis.org) çevrimiçi web tabanlı sisteminden yararlanılıp, kargo gemisi statüsünde; genel kargo gemileri, özelleştirilmiş kargo gemileri, konteyner gemileri, ro-ro gemileri, dökme yük gemileri, petrol / kimyasal / gaz tankerleri ve diğer tankerlerin sayıları dikkate alınmıştır.

Tablo 4. 2011-2014 yıllarında kargo gemilerinde meydana gelen kazaların oranları [4]

Gemi bölümü	*Kaza oranı (%)*
Güverte üstü donatılar	18
Baş kasara	7
Yumrubaş	5
Kargo bölümü	6
Balast tankı	3
Fribord güvertesi	5
Makine dairesi	23
Üst güverte	4
Kıç kasara	3
Diğer bölümler	26

Tablo 4' e göre kargo gemilerinin makine dairesinde meydana gelen kaza oranı %23 ile dikkat çekerken, %18 kaza oranı ile güverte üstü donatılar azımsanamayacak önem derecesine sahiptir.

Tablo 5. 2011-2014 yıllarında balıkçı gemilerinde meydana gelen kazaların oranları [4]

Gemi bölümü	*Kaza oranı (%)*
Güverte üstü donatılar	14
Kargo bölümü	4
Fribord güvertesi	10
Makine dairesi	27
Üst güverte	14
Kıç kasara	8
Diğer bölümler	23

Tablo 5' e göre balıkçı gemilerinde, kargo gemilerindeki makine dairesi ve güverte üstü donatılarda meydana gelen kazalara ilave olarak üst güverte diğer bir dikkat edilmesi gereken mahaldir.

Tablo 6. 2011-2014 yıllarında yolcu gemilerinde meydana gelen kazaların oranları

Gemi bölümü	*Kaza oranı (%)*
Güverte üstü donatılar	15
Merdivenler	5
Kabin bölümü	3
Restoran	3
Mutfak	4
Makine dairesi	17
Üst güverte	7
Dümen dairesi	4
Dümen/pervane	3
Araç güvertesi	5
Araç güverte rampası	3
Diğer bölümler	33

Yolcu gemisi üzerinde meydana gelen kaza oranını gösteren Tablo 6'da da [4] makine dairesi

ve güverte üstü donatılar ilk iki sırayı almıştır.

Tablo 7. 2011-2014 yıllarında servis gemilerinde meydana gelen kazaların oranları [4]

Gemi bölümü	*Kaza oranı (%)*
Güverte üstü donatılar	22
Baş kasara	6
Kaptan köşkü	3
Fribord güvertesi	12
Makine kontrol odası	3
Makine dairesi	15
Üst güverte	9
Kıç kasara	3
Diğer bölümler	27

Tablo 7' ye göre servis gemilerinde de ilk iki sıra değişmezken, fribord güvertesi bu bölümlerin ardından üçüncü derecede önem teşkil eden bölüm olmuştur.

Tablo 8. 2011-2014 yıllarında diğer gemilerde meydana gelen kazaların oranları [4]

Gemi bölümü	*Kaza oranı (%)*
Güverte üstü donatılar	30
Baş kasara	8
Üst yapı güvertesi	4
Direk/yelken	4
Fribord güvertesi	12
Makine dairesi	11
Üst güverte	5
Diğer bölümler	26

Tablo 3' e göre 2011-2014 yıllarında gerçekleşen kazaların %44' ü kargo gemilerin de olmuştur. Tablo 4' e göre de bu kazaların %23' ü kargo gemilerinin makine dairesi ile ilgili olduğu görülmektedir. Tablo 2, Tablo 3 ve Tablo 4 yardımıyla kargo gemilerinin makine dairelerinde meydana gelen kazalar sayısal verilere döküldüğünde, yaklaşık 929 adet kaza olduğu sonucuna ulaşabiliriz. Bu veriler ışığında, kargo gemilerinin makine dairesinde uygulanması zorunlu olan yönetmeliklerin incelenmesi ve ticari işletmelerin uygulamaları konusunda araştırma yapılması gerekliliği ortaya çıkmaktadır.

3. ISM Kod ve Bölüm 10 İçeriği

1980' lerin sonunda meydana gelen insan hataları ve insan hatalarının neden olduğu bir dizi kaza ISM Kod' un oluşumuna katkı sağlamıştır. Ekim 1989' da A.647(16) Gemilerin Emniyetli Operasyonu ve Çevre Kirliliğini Önleme Yönergesi kabul edilmiş olup ISM' in öncüsü niteliğindedir, yönergenin amacı; gemiyi yönetmekle sorumlu olanların, emniyet ve çevre kirliliğini önleme değerlendirmeleri yapmalarına, geliştirmelerine ve uygulamalarına yardımcı olmaktır. Amaç, emniyeti sağlamak, insanların yaralanma ve can kayıplarını önlemek, çevreye, özellikle de deniz ortamına maddi hasarı önlemektir. Yönerge, etkin yönetim ve işletme prensiplerinin oluşumuna teşvik edici ilkeler ve amaçlar temelinde kurulmuştur. Bu yönergenin kullanım deneyiminden sonra, IMO 1993' te Uluslararası Emniyetli Yönetim Kodu' nu (ISM Code) A.741(18) no' lu kararla kabul edip, 1998' de A.788(19) no' lu kararla da yürürlüğe almıştır[9].

Bu kod, gemiyi işletenin, sahibinin, yöneticisinin veya kiracısının Emniyetli Yönetim Sistemi (Safety Management System; SMS) kurmasının gerekli olduğunu ve emniyetli yönetim hedeflerinin neler olduğunu belirtmiştir. Gemiyi yönetenin bu hedeflere ulaşmada politika oluşturma ve uygulamasının gerekliliği vurgulanmaktadır. Gerekli kaynakları sağlamak için kıyı tabanlı bir sistemden oluşur. Gemiyi yöneten şirketten, karayla üst düzeyde yönetimsel iletişime geçecek kişi veya kişileri belirlemesi de beklenenler arasındadır. Kod tarafından belirlenen emniyetli yönetim kılavuzuna uyulduğu ve bunun belgesinin de gemide bulundurulması diğer bir gerektir [1].

ISM Kod Bölüm 10 içeriği aşağıda verilmiştir.

> *"10 Gemi ve teçhizatın bakımı*
>
> *10.1 Şirket, geminin ilgili kurallara, kaidelere ve şirket tarafından oluşturulabilecek diğer ilave isteklere uygun şekilde bakımını sağlayacak yöntemleri belirlemelidir.*
>
> *10.2 Şirket, bu isteklerin karşılanmasında aşağıda belirtilenleri sağlamalıdır.*
>
> 1. *Belirli aralıklarla muayenelerin yapılması;*
> 2. *Eğer biliniyorsa, uygunsuzlukların nedeni ile birlikte bildirilmesi;*
> 3. *Uygun düzeltici çalışmaların yapılması; ve*
> 4. *Bu çalışmalarla ilgili kayıtların tutulması.*
>
> *10.3 Şirket, SMS' nde beklenmeyen iletişim arızaları nedeniyle tehlikeli sonuçlar doğurabilecek teçhizatın ve teknik sistemlerin belirlenmesi ile ilgili yöntemleri oluşturmalıdır. SMS, söz konusu teçhizatın veya sistemlerin güvenliğini artırıcı özel önlemler*

içermelidir. Bu önlemler içinde, devamlı olarak kullanılmayan yedek düzenlerin ve teçhizatın veya teknik sistemlerin düzenli olarak test edilmesi de yer almalıdır.

10.4 Madde 10.2' de belirtilen muayeneler ve Madde 10.3' de belirtilen önlemler, geminin düzenli işletme bakımı ile bütünleştirilmelidir[10]."

4. Bakım Stratejileri

Dünyamızda fiziksel varlıkların sayısının ve çeşidinin artması, karmaşık tasarımların mevcudiyeti bakım organizasyonlarının gelişimine neden olmuştur[11]. Günümüzde; yüksek kullanılabilirlik, düşük maliyet, uzun donanım ömrü, yüksek güvenilirlik, daha iyi ürün kalitesi, güvenlik bütünlüğü, çevre bütünlüğü ve sonuçları izleme, bir sistemden beklenenler olarak sıralanabilir. Durum izleme, hata modları ve etkileri analizi, bilgisayarlı bakım yönetim sistemleri, güvenilirlik merkezli bakım ve toplam üretken bakım gibi teknikler, beklenenleri karşılamak için kullanılan bazı yöntemlerdir[12]. Bakım prosedürü oluşturulurken karar verilmesi gereken üç temel aşama aşağıda sıralanmıştır[13]:

- Faaliyetin amacı,
- Faaliyetin kapsamı,
- Yapılacak faaliyetler.

Faaliyetin amacı, tamir-bakım uygulanacak makineden beklentiyi karşılamak iken, kapsamı da bakım-onarım sürecindeki beklentilerdir. Yapılacak faaliyetler kısmında ise makinenin verimli çalışması için gerekli hizmetler yer almaktadır.

Yapılacak faaliyetler, sistemden beklenen özellikleri karşılamak için kullanılan bakım stratejilerini içermektedir. Bu stratejilere uygun farklı bakım tipleri bulunmaktadır.

Tablo 9. Bakım strateji ve tipleri [14]

Strateji	*Bakım tipi*
Arızalandığında tamir et	Acil durum bakımı, Düzeltici bakım
Takvime ya da çalışma saatine göre	Koruyucu bakım
Durum bazlı	Kestirimci bakım
Ekipmanın yeniden dizaynı	Değişim bakımı
Arızayı tespit etmek	Rutin bakım

Tablo 9' da uygulanmasına karar verilen stratejiye göre takip edilmesi gereken bakım tipleri verilmiştir. Aşağıda bu bakımların içerikleri yer almaktadır.

Acil durum bakımı; bakım işinin yeterli personel ile derhal gerçekleşmesi gereken durumları ifade etmektedir. Amaç makinenin çalışmasını bir an önce çalışmasını sağlamak, güvenlik risklerini azaltıp, tehlike ve hasardan kaçınmaktır[14].

Düzeltici bakım; mevcut makinenin çalışma performansını eski haline getirme işlemidir. Amaç performansı artırmak kadar kaliteyi de artırmaktır. Ön hazırlığı yapılmış, prosedürleri oluşturulmuş planlı bir bakım sistemidir[14].

Değişim bakımı; tesis, donanım ve makinenin kapsamlı bir şekilde onarımını içerir. Bu durum kullanılan sistemin teknolojik olarak zamanın koşullarından geri kaldığı zaman uygulanır[13].

Koruyucu bakım; çalışma saati veya belirli takvimde değişimi/tamiri gelmiş parçaların üzerinde işlem yapıldığı bakım türüdür. Bu tip bakımda, arızalar arası sürenin artmasını sağlamak, ekipman ve sistemin ömrünü uzatmak esas alınmıştır[14].

Rutin bakım; önceden planı ve hazırlığı yapılmış, kısa sürede tamamlanabilen, arızaları azaltıp, donanım ve sistem ömrünü uzatmayı hedefleyen bakım yöntemidir[11].

Kestirimci bakım; makine parçaları üzerinden alınan fiziksel değişimlerin mühendislik limitlerinde kalmasını sağlayacak bakım türüdür. Amaç, potansiyel, meydana çıkmamış arızaların bulunmasıdır. Makine parçası çalışma ömrünün belli bir döneminde arıza durumuna geçmeye başlar ve ilerleyen dönemde arıza tespiti mümkün olur. Fakat arızanın sonraki evrelerden birinde meydana gelmesi göz ardı edilirse bakım yöntemi amacına ulaşmaz[14].

Tablo 9' dan bakım yönetiminde iki aşamanın olduğu, bunlarında strateji belirleme ve mevcut stratejiye uygun bakım sisteminin seçilmesi gerektiği anlaşılmaktadır. Bakım yönetimi bu iki aşamanın örgütsel şemasının oluşturulmasını kapsamaktadır. Şirket işletme politikasına uygun bakım yönetiminin seçimi, bakım planlamasının yapılması, kaynak yönetimi ve performansın değerlendirilmesi bakım uygulamalarından daha verimli sonuçlar alınmasına sebep olacaktır. Etkin bakım yönetiminin amaçları[15];

- Fiziksel varlıkların işlevinin devamlılığını sağlamak,
- Çalışanların ve donanımların tehlikeye girmesini önleyecek emniyet tedbirlerini almak,
- Ürün kaybı ve operasyonel arızaları azaltmak,
- Gereksiz onarım maliyetlerine engel olmaktır.

Günümüzün teknolojik koşulları altında gemilerde uygulanan bakım sistemlerinin takibi için klas kuruluşlarından onaylı birçok farklı bilgisayar yazılımı kullanılmaktadır. Bunlar; Caretta PMS, Shippernetix, NS 5 PMS, Idea Vio PMS, Danaos PMS v.b. gibi yazılımlardır ve temel amaçları gemilerin bakım-tutum-onarım süreçlerinde yapılan uygulamaların planlanmasını, üst yönetim tarafından takip edilmesini, uygunsuzluk ve gözlemlerin ve tüm yapılan işlerin kayıt altında tutulup, yapılması öngörülen gelecek bakımlar hakkında bilgiyi kullanıcılarına

sunmak ve kestirimlerde bulunmasıdır.

5. ISM Kod ve Planlı Bakımın Uygulanması

ISM Kod' un 1993' te A.741(18) no' lu kararla kabul edildiği ve A.788(19) no' lu kararla da uygulamaya konulduğu çalışmanın diğer bölümlerinde açıklanmıştır. ISM Kod iki ana bölümden oluşmaktadır. Bunlardan ilki uygulama, ikinci bölüm ise sertifikalandırma ve doğrulama bölümleridir. Her iki bölümünde uygulanması ilgili taraflarca zorunludur. İkinci bölümde detaylı olarak anlatılmakta olan sertifikalanma süreci ISM Kod kapsamında denizcilik şirketlerinin ya da işletmeci yönetici firmaların kara ofisleri ve gemileri, bayrak devletleri veya bayrak devletleri tarafından tanınmış kuruluşlar tarafından denetlenip, uygunluğuna karar verildikten sonra kara ofisleri ve gemiler ayrı ayrı sertifikalandırılmaktadır. Bu sertifikalardan biri olan DOC (Document of Compliance - Uygunluk Sertifikası), şirketlerin kara ofislerine verilen ve geçerliliği beş yıl olan bir sertifikadır. Beş yıl içinde şirketler tanınmış kurumlarca yıllık denetimlere (annual survey) tabi tutulmaktadırlar. Yıllık denetimlerde eğer minör ve majör uygunsuzluklara rastlanılmışsa nispi kanıtları ile kayıt edilir ve minör uygunsuzlukların düzeltilmesi tavsiyesi verilirken, majör uygunsuzlukların belirlenen süre içerisinde düzeltilmesi istenir.

Ayrıca gözlemlerde firmalara iletilmektedir. Diğer bir sertifika olan SMC (Safety Management Certificate - Emniyet Yönetimi Sertifikası) ise DOC' ye sahip şirketin gemisine verilen sertifikadır. Bu sertifikanın geçerliliği de beş yıl olup denetimler iki buçuk yılda bir (intermediate survey) yapılır. Geminin sefer durumuna göre SMC ara denetlemesi 6 ay ileri veya geri çekilebildiği bilgisine de ulaşabiliriz. DOC' de olduğu gibi SMC' de de minör ve majör uygunsuzluklara bakış açısının aynı olduğu görülebilir[16].

Uluslararası geçerliliğe sahip olan ISM Kod, şirketlere üç temel görev yükler. Bunlar[16];

- Emniyetli çalışma ortamı sağlamak,
- Risklere karşı emniyet tedbiri almak,
- Emniyetli yönetim becerilerinde sürekli iyileştirme yapmaktır.

Uygulama konumuz olan ISM Kod Bölüm 10' un donatan işletmelerince nasıl uygulanmakta olduğu hakkında daha kapsamlı bilgiye, İzmir ilinde bulunan gemi işletmeciliği yapan şirketlerle yüz yüze yapılan görüşmelerle ulaşılmıştır. Bu bilgiler ışığında, detaylı açıklanması düşünülen ISM Kod Bölüm 10 Madde 10.1, 10.2 ve 10.3 aşağıda daha geniş bir şekilde anlatılmaya çalışılmıştır.

- Madde 10.1: Gemi ve teçhizatının bakım prosedürünün, gemiyi işleten şirket tarafından oluşturulması ve yayınlanması gerekliliğidir. Bakım prosedürü oluşturulurken; liman ve bayrak devletlerinin kuralları, klas kuruluşlarının kuralları, uluslararası anlaşmalar, makine ve teçhizat üreticilerinin tavsiyeleri, hatalardan alınan geri

beslemeler ve şirketin sahip olduğu bakım politikası büyük önem arz etmektedir. Bu tavsiye ve bilgi birikimi sayesinde ana makine üzerinde bakım tutumu yapılması gereken kısımların değişim süreleri, çalışma saatleri ve durumları sürekli olarak kontrol edilerek planlı bakım sürecine alınmaktadırlar.

- Madde 10.2: Kritik ekipmanların belirlenmesi ve üzerinde yapılması gereken işleri kapsamaktadır.

  1- SMS' de belirlenmiş olan belirli aralıklarla yapılan denetimler; makine, teçhizat ve sistemlerin yapısal bütünlüğünü koruma adına yapılan rutin denetimlerdir. Bu denetimi gemi personeli veya şirket adına çalışan denetçi / sörveyör / enspektör gerçekleştirir. Üreticilerin tavsiye ettiği denetim kriterlerinin göz önüne alınmasının yanı sıra, makine ve teçhizatın çalışma koşullarına göre durum analizleri ve belgelendirilmesi yapılmaktadır. Eğer bir parçanın/donanımın değişmesine yapılan denetimler sonucunda varılmış ise zaman kaybetmeden bir sonraki yapılacak işler listesine eklenirler ve gemide baş mühendisin kontrolü altında kaptanın bilgisi dahili ve onayı ile gerçekleştirilir.

  2- Uygunsuzlukların eğer biliniyorsa sebepleri ile raporlanması; gemi ve teçhizatla ilgili hasar, kusur, eksiklik, bozukluk ve teknik arızaların raporlanmasını ifade eder. Kusurlar günlük olarak raporlanır ve düzeltici faaliyetleri yerine getirmek için kara ve denizdeki personelin yetkilendirilmesi yapılır. Kusurların giderilmesi önem sırası göz önüne alınarak gerçekleştirilirken, muhtemel sebepleri de rapora dahil edilir. Kök sebep analizi yapılarak, sorunun çözülmesi için kara ve gemide çalışan teknik personel görev alır.

  3- Uygun düzeltici çalışmanın yapılması; düzeltilmesi gemideki kaynaklar ile hızlı bir şekilde yapılamayacak olan kusurların giderilmesi için prosedür yayınlanmasını kapsar. Bu prosedürde amaç aynı kusurun yeniden oluşumunu önleyecek faaliyetlerin belirlenmesidir. Bakımı ertelenebilen, insan, gemi ve çevre korumasını etkilemeyen kusurlar bu başlık altında toplanır.

4- 1,2, ve 3' teki faaliyetlerin kaydının tutulması; kullanılan SMS' de, bu yapılan denetim, bakım, hasar ve ilgili düzeltici işlemlerin kayıt altına alınma zorunluluğudur. Bu kayıtlar elektronik ortamda tutulurken, raporlar gemi ve kara ofisinde bulunmalıdır. ISM Kod, şirketlerin kayıtları tutması için kullandıkları bilgisayar yazılımının içeriğine karışmaksızın gerekli kuralları karşılayıp karşılamadığına bakar. Şirketler bu yazılımı seçerken; geliştirilebilir, kolay kullanılabilen, dengeli çalışan ve şirket yönetim prensiplerine uygun olanları tercih etmektedir.

- Madde 10.3: Stand-by ekipmanların testlerinin yapılmasını kapsar. Bu ekipmanlar, çalışmadığında tehlikeli sonuçlara neden olabilirler. Stand-by ekipmanlardan kaynaklı riskleri azaltmak için listeleri oluşturulup test prosedürleri yayınlanmalıdır. Bu donanımlar;

  - Acil durum kesme sistemleri,
  - Alarm sistemleri,
  - Yakıt ikmal sistemi,
  - Yük elleçleme sistemleri,
  - Acil durum ekipmanları,
  - Emniyet ekipmanları,
  - Kalkış ve varış öncesi testler gibi makine ve teçhizattan oluşmaktadır.

  Madde 10.2' de olduğu gibi Madde 10.3' e dahil olan ekipmanların da listelerinin, test prosedürlerinin, bakım durumlarının, denetleme tutanaklarının kayıt altına alınıp gemi ve kara ofiste bulundurulması zorunludur.

İzmir'de bulunan donatan işletmelerinin teknik müdürleri ile yapılan yüz yüze görüşmeler sonucunda ulaştığımız diğer bir bilgi ise, ISM Kod' un uygulanmasında kara ofislerinde genellikle iki teknik personelin bulunduğu ve kullanılan bilgisayar yazılımından kaynaklı aksaklıkların giderilmesi için bir bilgisayar teknisyeninin olduğudur. Gemide bakım-tutum sistemini uygulamada baş mühendis görevli olup diğer mühendisler kendi yetki ve sınırları dahilinde sistemdeki bilgiye ulaşıp görevlerini yerine getirdikten sonra sisteme yapıldı bilgisini yüklerler. Tüm bu çalışmalar DPA kontrolünde ve üst yönetimin onayı ile gerçekleşmektedir.

6. Çalışmanın Sınırları ve Gelecek Çalışmalar

Çalışmadaki kaza verilerinin EMSA' nın 2015 yılında yayınlamış olduğu rapordan alındığı diğer bölümlerde ifade edilmişti. EMSA, yirmi sekiz Avrupa Birliği üyesi ülke ve iki EFTA (Avrupa Serbest Ticaret Birliği) üyesi (Norveç, İzlanda) ülkenin verilerinden yararlandığını raporda belirtmiştir. Bu otuz ülkenin bayrağını taşıyan gemilerin karıştığı kazalar ve ülkelerin karasularında, iç sularında ve limanlarında meydana gelen kazaların raporlandığı görülebilmektedir[4]. Dünyadaki kargo gemilerinin adedindeki yüzdesel değişimin, Avrupa Birliği üyesi ülkelerin bayrağını taşıyan kargo gemilerinde de aynı orana sahip olduğu kabul edilerek çalışma tamamlanmıştır.

Örneklem olarak, İzmir ilinde bulunan gemi işletmeci şirketlerden veri toplanması çalışmanın diğer bir sınırıdır. İncelenilen gemiler 60.000 DWT' a kadar olup iki zamanlı dizel ana makineler ile donatılmışlardır. Böyle bir çalışmayı yapmamızın nedeni ise aynı konu başlığı altında yüksek lisans tezinin yapılacak olmasıdır. Tezde hedeflenen, daha çok armatör şirket ile görüşülüp, daha çok gemi tipi üzerinde kapsamlı bir araştırma yapılacak olmasıdır.

Gelecek çalışmalarda gemi tiplerinin genişletilmesi ile kalmayıp, planlı bakım uygulamalarının geminin enerji verimliliği üzerine etkileri de araştırılabilir.

7. Değerlendirme

Çalışmada yer alan Tablo 1' e göre 2011 yılında olan kaza sayısının 2015' in yaklaşık üçte biri olduğu çıkarımı yapılabilir. Tablo 3' ten de 2011-2014 yılları arası kazaların %44' ünün kargo gemileri tarafından yapıldığı anlaşılmaktadır. Şekil 4' e göre 2011 yılında dünya kargo gemi filosu 47.460 adet iken 2015 yılında 49.948 adetle yaklaşık %5,25 büyüme gösterdiği hesap edilebilmektedir. Kaza oranı artışı ve gemi filosunun artışı arasındaki fark, gemilerin işletimi ile ilgili kuralları inceleme ihtiyacını gösterirken, gemilerin işletilmesi esnasında her konuda etkisi olan insan faktörünü de inceleme gerekliliğini de doğal olarak ortaya çıkarmıştır.

Tablo 4' ten Tablo 8' e kadar bakıldığında, makine dairesi kaza oranlarının; kargo gemilerinde %23, balıkçı gemilerinde %27, yolcu gemilerinde %17, servis gemilerinde %15 ve diğer gemilerde %11 olduğu görülmektedir. Bu değerler, çalışmamızda neden gemilerde makine ve teçhizatın bakım tutumu ile ilgili olan ISM Kod Bölüm 10' un incelendiğinin destekçisi niteliğindedir.

İzmir ilinde bulunan gemi işletmeci şirketler ile yapılan görüşmelerin sonucunda;

- ISM Kod' un varlığının şirketlerin ve gemilerin yönetimine düzenleyici fayda sağladığı,
- ISM Kod' un gereklerinden biri olan SMS sayesinde, şirketlerin işlettikleri gemiler hakkında detaylı bilgiyi depolayabildiği,
- Gemiler üzerinde düzeltilmesi gereken kusurlara planlı bakım

yazılımı üzerinden karar verilip, konuyla ilgili kişinin/lerin görevlendirilerek sorunların ortadan kaldırıldığı,

- Yapılması günler alacak olan büyük ve önemli bakımların 6 ay gibi uzun bir süre öncesinden bilgisayar yazılımı tarafından haber verilmesiyle, bir sonra taşınacak yükün ve rotanın seçimine kadar her şeyin planlamaya katılabildiği,
- Bilgi paylaşımı konusunda teknolojiden her anlamıyla faydalanıldığı,
- Kritik işlemlerin bilgisayar yazılımı üzerinden seçilerek, gemi personeli tarafından düzeltmesinin yapıldığı takdirde anında kara ofisteki ilgili personele uyarı şeklinde bilgi verildiği,
- Gemilerde sıklıkla kullanılan bakım stratejilerinin; ufak çaplı kontrollerden oluşan günlük rutin bakım ve ekipmanın durumunun da kaydedildiği takvim veya çalışma saatine göre gerçekleştirilen koruyucu ve kestirimci bakımın bir arada uygulandığı bakım yöntemlerinin olduğuna ulaşılmıştır.

Özetle; donatan işletmeleri bilgisayar destekli planlı bakım yazılımları sayesinden insan kaynaklı deniz kazalarını ve makine arızalarını en aza indirme şansı bulduklarını ifade etmişlerdir.

Kaynaklar

[1] (ISM Code and Guidelines on Implementation of the ISM Code. Erişim 08.11.2016) http://www.imo.org/en/OurWork/HumanElement/SafetyManagement/Pages/ISMCode.aspx

[2] (Introduction to IMO. Erişim 08.11.2016) http://www.imo.org/en/About/Pages/Default.aspx

[3] (About US. Erişim 08.11.2016) http://www.emsa.europa.eu/about.html

[4] (Annual Overview of Marine Casualties and Incidents 2015. Erişim 08.11.2016) http://www.emsa.europa.eu/emsa-documents/latest/item/2551-annual-overview-of- marine-casualties-and-incidents-2015.html

[5] (Casualty Analysis Procedure; IMO. Erişim 08.11.2016) http://www.imo.org/en/OurWork/MSAS/Casualties/Documents/CASUALTY%20AN ALYSIS%20PROCEDURE.pdf; http://www.imo.org/en/Pages/Default.aspx

[6] (Casualty Investigation Code; IMO. Erişim 08.11.2016) http://www.imo.org/en/OurWork/MSAS/Casualties/Documents/Res.%20MSC.255(84)%20Casualty%20Iinvestigation%20Code.pdf; http://www.imo.org/en/Pages/Default.aspx

[7] (Marine Casualties and Incidents. Erişim 08.11.2016) gisis.imo.org/Public/MCI/Default.aspx

[8] (The world merchant fleet in 2015 Statistics from Equasis; The world merchant fleet in 2014 Statistics from Equasis; The world merchant fleet in 2013 Statistics from Equasis;

The world merchant fleet in 2012 Statistics from Equasis; The world merchant fleet in 2011 Statistics from Equasis; Equasis. Erişim 08.11.2016) http://www.equasis.org/Fichiers/Statistique/MOA/Documents%20availables%20on%20statistics%20of%20Equasis/Equasis%20Statistics%20-%20The%20world%20fleet%202015.pdf; http://www.equasis.org/Fichiers/Statistique/MOA/Documents%20availables%20on% 20statistics%20of%20Equasis/Equasis%20Statistics%20-%20The%20world%20fleet%202014.pdf; http://www.equasis.org/Fichiers/Statistique/MOA/Documents%20availables%20on% 20statistics%20of%20Equasis/Equasis%20Statistics%20-%20The%20world%20fleet%202013.pdf; http://www.equasis.org/Fichiers/Statistique/MOA/Documents%20availables%20on% 20statistics%20of%20Equasis/Equasis%20Statistics%20-%20The%20world%20fleet%202012.pdf; http://www.equasis.org/Fichiers/Statistique/MOA/Documents%20availables%20on% 20statistics%20of%20Equasis/Equasis%20Statistics%20-%20The%20world%20fleet%202011.pdf; http://www.equasis.org/EquasisWeb/restricted/PublicStatistic?fs=HomePage

[9] (Development of the ISM Code. Erişim 08.11.2016) http://www.imo.org/en/OurWork/HumanElement/SafetyManagement/Pages/Default.aspx

[10] (Gemi Güvenliği ve Kirliliğin Önlenmesi Gemi Yönetimi ve Liman Kontrolü ve Uluslararası Güvenli Yönetim Kodu; Türk Loydu. Erişim 08.11.2016) http://www.turkloydu.org/pdf-files/turk-loydu-kurallari/ek-kurallar/gemi-guvenligi-ve-kirliliginin-onlenmesi-gemi-yonetimi-ve-liman-kontrolu.pdf; http://www.turkloydu.org/tr-tr/anasayfa.aspx

[11] Uzun A., "Bakım Planlaması Teknikleri ve RCM", Nobel Yayıncılık, Adana, 2011.

[12] Moubray J., "Reliability-Centered Maintenance", Industrial Press, Inc, 1997.

[13] Köksal M., "Bakım Planlaması", Seçkin Yayıncılık, İstanbul, 2015.

[14] Erginer K.E., "Armatör İşlemelerinin Teknik Kabiliyetlerinin Arttırılmasında Bilgi Sistemleri Yaklaşımı ve Uluslararası Güvenlik Yönetimi (ISM) Uygulamaları", İzmir, 2003.

[15] Marquez A.C., Moreu de Leon P., Fernandez J.F.G., Marquez C.P ve Campos M.L., "The Maintenance Management Framework", Journal of Quality in Maintenance Engineering, Vol 15, 2009, pp 167-178.

[16] IMO, "ISM Code and Guidelines on Implementation of the ISM Code, 2010 Edition", Electronic Edition, London, 2010.

GEMİLERİN SEVK SİSTEMİNDE KULLANILAN BİR GAZ TÜRBİNİNİN TERMO-EKONOMİK PERFORMANS ANALİZİ

İbrahim ÖZSARI[1] ve Güven GONCA[2]

ÖZET

Bu çalışmada, gün geçtikçe artan güç-performans gereksinimlerinden dolayı gemilerin sevk sistemlerinde kullanılan Marine tipi gaz türbininin termo-ekonomik performans analizi yapılmıştır. Gaz türbininin operasyon verileriyle yapılan bu çalışmada yakıt debisi ve çevre sıcaklığı gibi parametrelerin değişiminin performansa etkileri incelenmiştir. Performans etkilerinin yanı sıra termo-ekonomik sonuçlarda elde edilmiştir. Parametrelerin değişiminin güç-verim ve özgül maliyet eğrilerine olan etkisi gösterilmiştir. Sonuçlar, yakıt debisinin gücü ve özgül maliyeti arttırırken verimi düşürdüğünü göstermiştir. Bununla birlikte, çevre sıcaklığı artarken güç ve verimin azaldığı, özgül maliyetin ise arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Termo-ekonomi, performans optimizasyonu, gaz türbinleri.

1.Giriş

Günümüzde gelişen teknoloji ile birlikte gemilerdeki sevk sistemleri üzerine araştırmalar da hızlandırılmıştır. Güç/Ağırlık ve Güç/hacim oranları yüksek olduğundan dolayı gaz türbinleri, özellikle savaş gemileri ve yüksek hızlı gemiler için kullanımına önem verilmiştir. Ayrıca CODAG ve COGOG gibi kombine sevk sistemleri ile gaz türbinlerinin kullanımı oldukça artmıştır. Gaz türbinlerinin kuruluş süresi kısa, yatırım maliyetleri diğer sistemlere göre daha düşük olması ve kısa sürede devreye girme avantajları ile diğer sistemlerden sıyrılıp ön plana geçmektedir. Bununla birlikte Gaz türbinlerinin kullanım sahası ve çıktısı oldukça geniştir. Sadece güç elde edilebileceği gibi, güç ve ısı elde edilebilecek kojenerasyon sistemlerinde elde edilebilir. Kojenerasyon sistemlerle birlikte toplam verimleri ile yakıt tüketimi düşürülür, işletmenin enerji maliyeti harcamaları düşer ve çevreye atılan zararlı egzozlarda da azalım yapılmış olur. Açık çevrimli gaz türbinleri termik verimleri düşük olmasına rağmen yatırım maliyetlerinin düşük olmasından dolayı pik yüklerin karşılanmasında tercih edilir. [1, 2] Bunların yanında sistemin çıktılarını ve yararlarını göstermek için ekonomik analiz yapmak yapılması gerekir. Ekonomik analizlerde kullanılan birkaç masraf grubu mevcuttur. Bunlar, ilk yatırım maliyeti, operasyon-bakım maliyeti ve termo-ekonomik analizlerde kullanılan entropi kaybı masraflarıdır. Bu maliyetleri değiştiren yakıt tipi, yakıt cinsi, yakıtın ısıl kalitesi gibi

1 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 383 28 51, e-posta: ozsari@yildiz.edu.tr

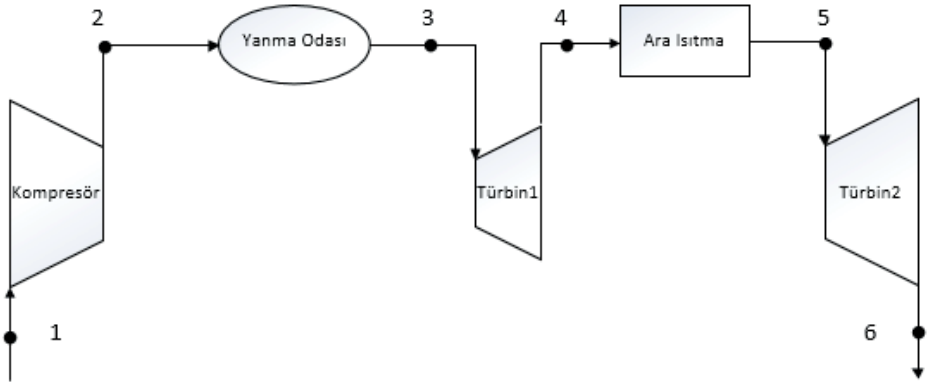
2 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 383 29 50, e-posta: ggonca@yildiz.edu.tr

parametrelerde etkiler. Bu etkilerinin yanı sıra operasyon-bakım masraflarına işletmenin çalışma süresine bağlı olarak değişen bakım giderleri ve çalışan işçi vb. gibi giderlerin toplamından oluşur. İlk yatırım maliyeti bir defalığına yapılan bir masraftır. Entropi kaybı masrafı da işletim sırasında sürekli olacak bir masraftır. Bazı yapılan çalışmalarda sistemlerden oluşan sonuç çıktıları ile, yapılan toplam masrafların bu ürünlere dağıtılması birim ürün maliyetlerinin belirlenmesi şeklini almıştır ve bunu yaparken farklı yöntemler kullanılmıştır [3,4,5]. Jassim vd. yaptıkları çalışmada Joule-Brayton çevriminin termodinamik analizi ile soğutmanın güç ve verimi nasıl etkilediği incelenmiş ve ele alınan bu sistemin maliyetinin elde edilecek faydalara nispeten hesaplamaları yapılmıştır [6]. Bu parametrelerin değiştirilerek ara ısıtma, ara soğutma ve kojenerasyon etkilerininde sonuçları incelenmiştir[7]. Bu çalışmaların yanı sıra farklı boyutlardaki gaz türbin sistemlerinin ve farklı kombine gaz türbini sistemlerinin ekonomik analizleri de yapılmıştır. [8,9]

Gemilerin sevkinde kullanılan gaz türbinleri sistemlerinde performans kriterleri net güç ve termik verimdir. Gemi dünyanın çeşitli yerlerinde devamlı olarak seyir halinde olabileceğinden dolayı bu performans kriterlerine etki eden önemli etkenler çevre sıcaklığıdır. Bunun yanı sıra kompresör basınç oranı, yanma odası çıkış sıcaklığı, ara ısıtma çıkış sıcaklıkları da performansı oldukça etkileyen parametrelerdir. Yapılan bu çalışmada, gemilerin sevk sistemlerinde kullanılan marine tipi bir gaz türbini sistemi model alınarak termo-ekonomik analizi yapılmıştır. Çalışmada performans çıktıları olarak güç, verim ve özgül maliyet değerleri bulunmuştur. Gemi seyir yerlerinin farklılığından dolayı çevre sıcaklığı, güç oranının değişimi için debi miktarı ve toplam maliyeti etkileyecek sistemin değişkenleri olarak alınmıştır. İlk yatırım maliyeti, bakım-işletme maliyeti, yakıt maliyeti, ve entropi üretim maliyeti günümüz koşullarına uygun olarak belirlenmiştir. Güç, verim ve özgül maliyet bu amaç için EES programında formülüze edilerek termo-ekonomik yönden çıktıları elde edilmiştir.

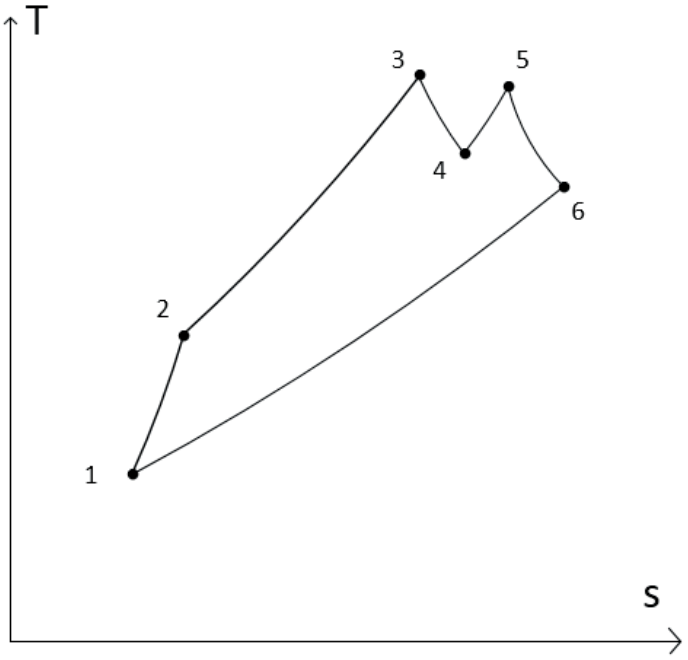
2. Matematiksel Model

Gaz türbinli gemi sevk sistemleri oldukça karmaşık bir yapıya sahiptirler. Marine tipi bir gaz türbini sevk sistemi birçok elemanın birleşiminden oluşur. Belli durumlarda bazı kabuller yapmak gerekebilir. Şekil 1 ‘de gaz türbini sisteminin modeli, Şekil 2’de sistemin T-s diyagramı verilmiştir.



Şekil 1. Sevk sisteminde kullanılan gaz türbini sistemi modeli

Bu sistem açık çevrimli bir gaz türbini çevrimidir ve kompresör (K), yanma odası (YO), gaz türbinleri (GT_1, GT_2) ve ara ısıtma (AI) dır.



Şekil 2. Sistemimizin T-s diyagramı

Sistemin kompresör gücünü ($\dot{W}_K$) , gaz türbinleri gücünü ($\dot{W}_{GT}$) ve sistemin net gücünü aşağıdaki eşitlikler ile elde ederiz:

$$\dot{W}_K = \dot{m}_h \left(h_2 - h_1 \right) = \dot{m}_h \left(c_{p_{h(T_2)}} T_2 - c_{p_{h(T_1)}} T_1 \right) \tag{1}$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{W}_{GT_1} + \dot{W}_{GT_2} = \dot{m}_g \left(h_3 - h_4 \right) + \dot{m}_g \left(h_5 - h_6 \right) \tag{2}$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g \left(c_{p_{g(T_3)}} T_3 - c_{p_{g(T_4)}} T_4 \right) + \dot{m}_g \left(c_{p_{g(T_5)}} T_5 - c_{p_{g(T6)}} T_6 \right) \tag{3}$$

$$\dot{W}_{NET} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_K \tag{4}$$

Burada, $\dot{m}_h$ hava debisini, $\dot{m}_g$ gaz debisini, h akış noktalarına ait entalpi değerini, c_p sabit basınç özgül ısısı, c_v sabit hacim özgül ısısını, T_1 kompresör giriş sıcaklığı, T_2 yanma odası giriş sıcaklığı, T_3 1. türbin giriş sıcaklığı, T_4 ara ısıtıcı giriş sıcaklığı, T_5 2. türbin giriş sıcaklığı, T_6 egzoz çıkış sıcaklığıdır.

Kompresör çıkış sıcaklığını ve gaz türbinleri çıkış sıcaklığını şu şekilde elde ederiz:

$$T_2 = T_1 \left[1 + \left(\frac{(\mathrm{Pr}_1)^{(k-1)/k} - 1}{\eta_{cis}} \right) \right] \tag{5}$$

$$T_3 = \frac{T_4}{1 - \eta_{tis} \left(\frac{(Er_1)^{(k-1)/k} - 1}{(Er_1)^{(k-1)/k}} \right)} \tag{6}$$

$$T_5 = \frac{T_6}{1 - \eta_{tis} \left(\frac{(Er_2)^{(k-1)/k} - 1}{(Er_2)^{(k-1)/k}} \right)} \tag{7}$$

Burada Pr_1 kompresör basınç oranı, Er_1 1. türbin basınç oranı, Er_2 2. Türbin basınç oranı, k_h havanın özgül ısı oranını, k_g gazların özgül ısı oranını, kompresör izentropik verimini, türbin izentropik verimini göstermektedir.

$$\mathrm{Pr}_1 = \frac{P_2}{P_1} \tag{8}$$

$$\mathrm{Er}_1 = \frac{P_3}{P_4} \tag{9}$$

$$\mathrm{Er}_2 = \frac{P_5}{P_6} \tag{10}$$

$$P_3 = P_2(1-\varepsilon_{YO}) \tag{11}$$

$$P_5 = P_4(1-\varepsilon_{AI}) \tag{12}$$

Burada, P3 yanma odası çıkış basıncını, P5 ara ısıtma çıkış basıncını göstermektedir.

$$C_{Vh} = C_{Ph_{(\mathrm{T})}} - R_h \tag{13}$$

$$C_{Vg} = C_{Pg_{(\mathrm{T})}} - R_g \tag{14}$$

$$k_h(\mathrm{T}) = \frac{C_{Ph_{(\mathrm{T})}}}{C_{Vh_{(\mathrm{T})}}} \tag{15}$$

$$k_g(\mathrm{T}) = \frac{C_{Pg_{(\mathrm{T})}}}{C_{Vg_{(\mathrm{T})}}} \tag{16}$$

c_{vh} ve c_{vg} havanın ve gazların sabit hacim özgül ısısını, R_h ve R_g havanın ve gazların ideal gaz sabitini ve yanma odası ve ara ısıtma basınç kayıp parametresini göstermektedir.
Havanın ve gazların sabit basınç basınçtaki özgül ısı kapasiteleri sıcaklığın fonksiyonu olduğundan şu eşitlikler kullanarak elde edilir[10]:

$$C_{Ph}(\mathrm{T}) = 1,04841 - 0,000383719T + \left(\frac{9,45378T^2}{10^7}\right) - \left(\frac{5,49031T^3}{10^{10}}\right) + \left(\frac{7,92981T^4}{10^{14}}\right) (\mathrm{kJ/\,kgK}) \tag{17}$$

$$C_{Pg}(\mathrm{T}) = 0,991615 + \left(\frac{6,99703T}{10^5}\right) + \left(\frac{2,71298T^2}{10^7}\right) - \left(\frac{1,22442T^3}{10^{10}}\right) (\mathrm{kJ/\,kgK}) \tag{18}$$

Ayrıca yanma gücünü ve termik verimi şu şekilde buluruz:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_h + \dot{m}_y \tag{19}$$

$$W_Y = \dot{m}_y LHV\,\eta_y \tag{20}$$

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{NET}}{\dot{W}_Y} \tag{21}$$

Burada, yakıtın debisini, havanın debisini göstermektedir. LHV, yakıtın alt ısıl değerini ve yanma verimini temsil etmektedir.

Gaz türbini sisteminin termo-ekonomik analizini yaparsak, ilk yatırım maliyetini, bakım-operasyon maliyetini ve entropi kaybı maliyetini kullanmamız gerekmektedir[11].

$$C_I + C_{OM} + C_F = a\dot{W} + b\dot{W} + c\dot{W} \tag{22}$$

$$C_{LE} = dT_0\dot{\sigma} \tag{23}$$

Burada C_I ilk yatırım maliyetini, C_{OM} operasyon bakım maliyetini ve C_{LE} entropi kaybı maliyetini göstermektedir. Entropi üretimini şe eşitliklerden elde ederiz[12]:

$$\dot{\sigma} = S_{GEN} = S_{GEN1,2} + S_{GEN2,3} + S_{GEN3,4} + S_{GEN4,5} + S_{GEN5,6} + S_{GEN6,1} \tag{24}$$

$$S_{GEN1,2} = S_2 - S_1 \tag{25}$$

$$S_{GEN2,3} = S_3 - S_2 - \frac{q_{YO}}{T_H} \tag{26}$$

$$S_{GEN3,4} = S_4 - S_3 \tag{27}$$

$$S_{GEN4,5} = S_5 - S_4 - \frac{q_{AI}}{T_H} \tag{28}$$

$$S_{GEN5,6} = S_6 - S_5 \tag{29}$$

$$S_{GEN6,1} = S_1 - S_6 + \frac{q_{OUT}}{T_L} \tag{30}$$

Entropi üretimini bulduktan sonra, ekonomik parametreyle amaç fonksiyonumuzu şu eşitlikle elde ederiz.

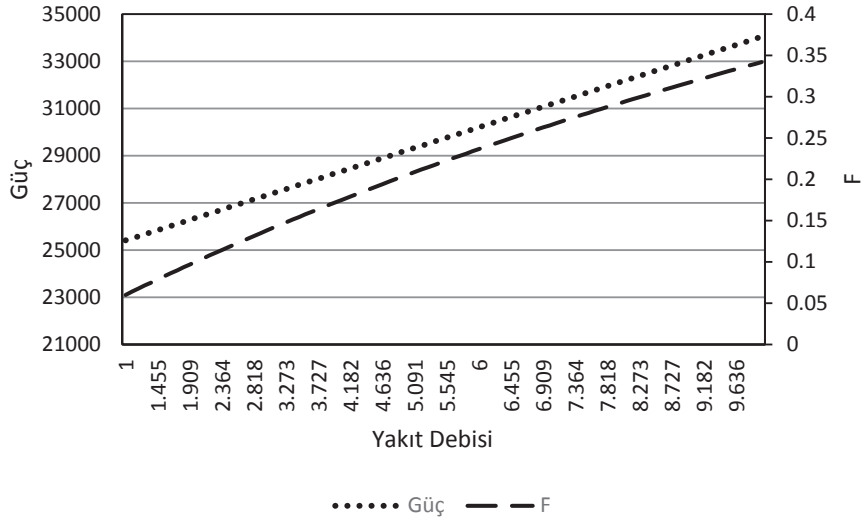
$$F = \frac{\dot{W}}{C_I + C_{LE} + C_{OM} + C_F} \quad \text{(Dolar/kWh)} \tag{31}$$

İlk yatırım maliyetini, entropi kaybı maliyetini, operasyon bakım maliyetini ve yakıt maliyetini hesaplarken kullandığımız eşitlik:

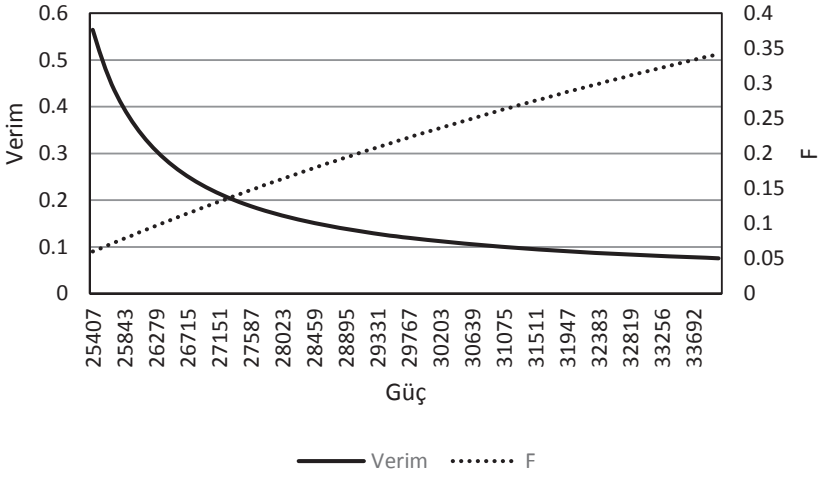
$$CRF = \frac{i(1+\mathrm{i})^n}{(1+\mathrm{i})^n - 1} \tag{32}$$

Burada i yıllık faiz oranı, n ise yılı temsil eder.

3. Sonuçlar ve Tartışma

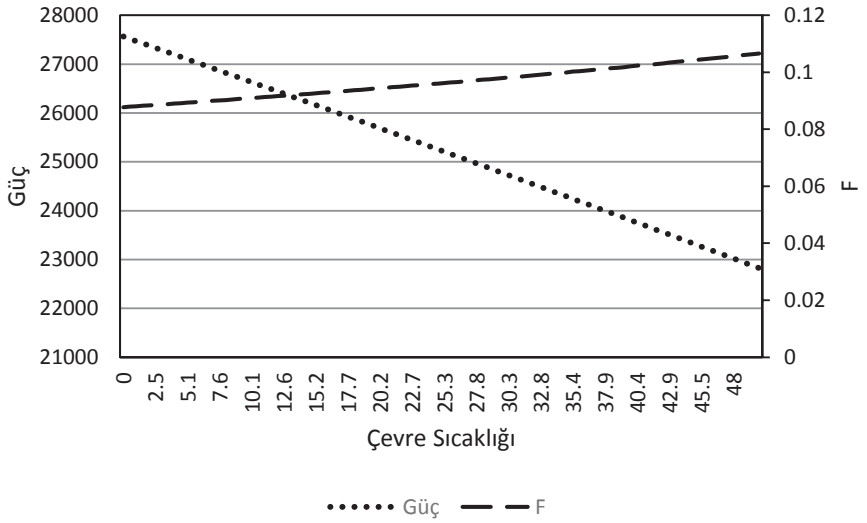


Şekil 3. Sistemin yakıt debisine bağlı güç-özgül maliyet değişimi

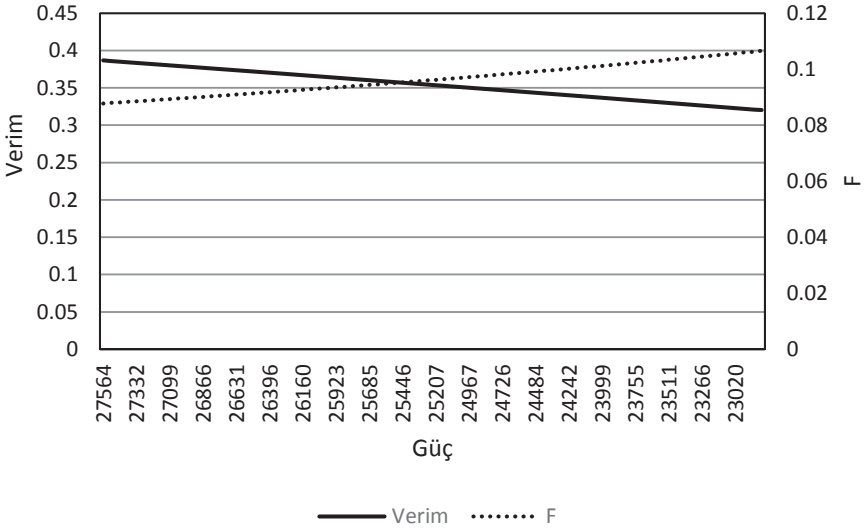


Şekil 4. Sistemin yakıt debisine bağlı güç-verim-özgül maliyet değişimi

Şekil 3 ve 4 'te görüldüğü gibi yakıt debisinin artışı gücü ve özgül maliyeti arttırırken verimi düşürmüştür. Bunun temel nedeni tüketilen yakıtın zamana bağlı olarak tersinmezliklere harcanan oranının yüksek olmasıdır. Elde edilen güç artmasına rağmen, yanma odasına gönderilen yakıt miktarındaki artış oranı daha fazla olduğu için verim düşmektedir. Artan yakıt miktarı ile birlikte yakıt masrafı da beklendiği gibi artmıştır. Güç ihtiyacına göre verim ve özgül maliyet grafikten yararlanılarak optimize edilebilmektedir. Bu sistem için yanma odasına gönderilecek optimum yakıt debisi üç parametre ele alınarak tespit edilebilir.



Şekil 5. Sistemin çevre sıcaklığına bağlı güç--özgül maliyet değişimi



Şekil 6. Sistemin çevre sıcaklığına bağlı güç-verim-özgül maliyet değişimi

Şekil 5 ve 6'da sistemin çevre sıcaklığına bağlı güç-verim-özgül maliyet değişimleri gösterilmiştir. Çevre sıcaklığının artışı sisteme alınan hava yoğunluğunu ve buna bağlı olarak alınan hava miktarını düşürmektedir. Aynı zamanda artan sıcaklığı iş dönüşümündeki entalpi farkını da düşürmektedir. Dolayısıyla güç düşerken alınan hava

azalırken yakıt debisi sabit kalmaktadır. Bu nedenle yakılan yakıt enerjisi sabit kalmasına rağmen elde edilen gücün düşmesiyle verim de düşmektedir. Düşen verimle birlikte özgül maliyet artmaktadır. Dünya üzerindeki seyir halindeki gemiler seyir hızını korumak istediklerinde artan çevre sıcaklıklarına bağlı olarak yakıt tüketimlerini arttırmaları gerekecektir.

4. Sonuç

Bu çalışmada yakıt debisi ve çevre sıcaklığı gibi parametrelerin güç, verim ve özgül maliyete etkiler incelemiştir. Yakıt debisinin artışı gücü arttırmasına rağmen, verimi düşürmektedir. Düşen verimle birlikte özgül maliyet artmaktadır. Çevre sıcaklığının artışı ise yakıt debisinin etkisinden farklı olarak her koşulda sistemi negatif etkilemiştir. Artan çevre sıcaklığı koşullarında verim ve güç azalırken, özgül maliyet artmıştır. Verimin düşmesinden dolayı yakıt sarfiyatı artacağından, seyir esnasındaki maliyet birim yük taşıma maliyeti artacaktır. Bu sistem için, amaç fonksiyonu maksimum hızla kısa sürede seyri tamamlamak ise yakıt debisi olabildiğince yüksek tutulmalı. Fakat amaç fonksiyonu minimum maliyetle yük taşımak ise yakıt debisi olabildiğince düşük tutulmalıdır. Her iki koşulda çevre sıcaklığının düşük olması amaç fonksiyonlarını olumlu etkilemektedir.

5. Kaynaklar

[1] Çetin B., ‘’Çok amaçlı enerji üretim sistemlerinin termoekonomik optimizasyonu.’’Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2005.

[2] Erdem H.H., Sevilgen S.H., Çetin B., Akkaya A.V., ‘’ Kojenerasyon sistemlerinin yakıt fiyatların ve birim yakıt maliyetlerinin analizi. Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, sayı 1, 128-138.ss 2004.

[3] Shipley A.M., Green N., K.McCormack, Li J., ”Certification of Combined Heat and Power Systems: Establishing Emissions Standards”, American Council for an Energy- Efficient Economy, Report Number IE014, September 2001.

[4] Sundberg G., Henning D., “Investments in Combined Heat and Power plants : Influence of fuel Price on Cost Minimised operation”, Energy Conversion and Management, 43,639-650, 2002.

[5] Casella F., Maffezzoni C., Piroddia L., Pretolani F., “Minimising Production Cost in Generation and Cogeneration Plants”, Control Engineering Practice, 9, 283-295, 2001.

[6] Rahim Jassim, Galal Zaki, Badr Habeebullah, Majed Alhazmy. ‘’ Thermo-Economic Analysis of Gas Turbines Power Plants with Cooled Air Intake’’, International Journal of Energy and Power Engineering; 4(4): 205-215, 2015.

[7] Massardo A.F., Scialo M.,''Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Based Cycles''Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 122, October 2000.

[8] Horlock J. H., ''Aero-Engine Derivative Gas Turbines for Power Generation: Thermodynamic and Economic Perspectives'' Journal of Engineering for Gas Turbines and Power January 1997, Vol. 119

[9] Möller B.F. , Torisson T., Assadi M., ''AZEP Gas Turbine Combined Cycle Power Plants - Thermo-economic Analysis'' Int. Journal of Thermodynamics Vol. 9 (No. 1), pp. 21-28, March 2006.

[10] Silveira J.L.,. Tuna C.E., ''Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems. Progress in Energy and Combustion Science 29 , 479–485, 2003.

[11] Sahin B., Ust Y.,Teke I. , Erdem H.H., ''Performance analysis and optimization of heat exchangers: a new thermoeconomic approach'' Applied Thermal Engineering 30, 104–109, 2010.

[12] Cengel Y.A., Boles M. A., Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th edition, McGraw-Hill Science/Engineering, 2005.

YERLİ ÜRETİM GEMİ DİZEL MOTORLARIN %100 DOĞAL GAZ YAKITINA DÖNÜŞÜMÜNÜ GERÇEKLEŞTİREBİLEN ALTERNATİF ÜSTÜN BİR YANMA MEKANİZMASI

Rafig MEHDİYEV, Ahmet D. ALKAN[2], Mustafa ÜNAR[3], Ömer KARATAŞ[4]

ÖZET

Makalede R. Mehdiyev tarafından geliştirilmiş ve Türkiye yerli motor üretici firmalarla yapılan ortak Ar-Ge projeleri ile kanıtlanmış Çift Türbülanslı Döngü ortamında gerçekleştirilen yeni MR-Process yanma mekanizmasının özellikleri, aynı konstrüksiyon yapıda Dizel ve Otto çevrimlerinin gerçekleştirilmesine imkan veren yeni tasarım MR-2 yanma odası hakkında bilgiler sunulmaktadır. Ayrıca, TÜLOMSAŞ A.Ş. üretimi TLM16V185 tipi ağır dizel motorunun verim ve emisyon açısından mevcut durumu, günümüz **en etkin alternatif teknoloji olarak** daha verimli ve düşük emisyonlu, yakın geleceğin **ana yakıtı** olarak CNG ve LNG doğal gazlarla çalışma imkânı veren "MR-Process" yanma mekanizması kullanılarak, bu motor bazında ülkemizde ve dünyada kabul edilebilir, Sivil ve Askeri amaçlı gemiler, lokomotifler, iş makineleri, jeneratörler ve enerji santralleri için gücü 500 - 2800 kW arasında değişen, 6-8-12-16 silindirli Yenilikçi ve Rekabetçi Yerli Marka motorların geliştirilmesi hakkında özetle bilgiler de sunulmaktadır.

Anahtar kelimeler: Ağır Dizel motorları, "MR-Process" Yanma Mekanizması, Dizel ve Otto çevrimleri, NOx Emisyonu, CNG/LNG yakıtları.

GİRİŞ

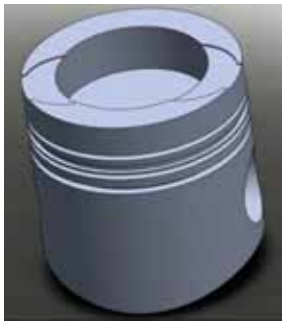
Dünya ticaret taşımacılığının yaklaşık % 70'nı gerçekleştiren Gemilerde ürettiği güç başına daha az ve nispeten ucuz yakıt kullanıldığı için esasen Dizel motor kullanılmaktadır. Denizler ülkesi ve denizci ülke Türkiye'nin gemi sanayi sektörü, katma değeri ve istihdam sağlama açısından öncü konumdadır. Öncülüğü daha da ileri götürmek için yurtdışına bağımlılık oranını düşürmeye ihtiyaç vardır. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığımız, Türkiye'nin **yıllık 3 milyar dolar dış ticaret açığına sebep olan Ağır Dizel Motorlarına** ihtiyacının ve yerli üretimle onun karşılanmasının önemli olduğunu açıklamıştır ("Dünya" gazetesi 11.03.2015). Bu bakımdan

[1]Gebze Teknik Üniversitesi, Makina Müh. Böl., Gebze, Kocaeli, Türkiye. [2]Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh. Böl., Beşiktaş, İstanbul, Türkiye. [3]Nurdeniz Denizcilik San. Ltd. Şti., Pendik, İstanbul, Türkiye. [4]Ortech Marine A.Ş., ok@ortechmarine.com, Tuzla, İstanbul, Türkiye

Eskişehir'deki TÜLOMSAŞ Lokomotif ve Motor A.Ş.'de yerli marka olarak üretilmekte olan TLM16V185 tipi ağır dizel motorların performans ve verim açısından, özel olarak ise kirletici egzoz gaz emisyonları açısından uluslararası günümüz taleplerine uygun hale getirilerek Güncel İpek Yolu'nun kara ve deniz güzergâhlarında kullanılması önem arz etmektedir.

Son yıllarda İçten Yanmalı Motorlar (İYM) üzerinde yapılan çalışmaların büyük bir kısmı, mevcut motorları emisyon standartlarına uyacak şekilde elden geçirme ve yenilerini bu standartları sağlayacak şekilde üretme üzerinedir. Standartlar daha da sıkılaştıkça Partikül Filtreler ve AdBlue, ya da SCR gibi yeni teknolojiler motorlara eklenmeye başlanmıştır. Bütün bu teknolojik gelişmeler emisyon hedeflerini karşılasa da, motor yapımını karmaşıklaştırmış, **Enerji Verimini kötüleştirmiş** ve gerek ilk yatırım, gerekse de işletme maliyetlerini fark edilecek derecede artırmıştır. Bu durum, dizel motorları ile donatılmış şehir içi ulaşım araçları gibi, Lokomotif, Gemi ve Jeneratör motorların da çevreci ve ucuz olan CNG ve LNG gibi %100 Doğal Gaz (NG) yakıtlarına dönüştürülmesini gündeme getirmiştir. IMO MEPC'nin son günlerde aldığı karara göre 2020 yılına dek Gemi motorların egzoz gazlarıyla sülfür - SO_2 salımı da %0.5'i aşmamalıdır. Bunun üçün ise en etkin yol olarak Gemi motorların %100 NG yakıtına dönüşümü öngörülmektedir.

Hâlihazırda bu amaçla yaygın olarak motorun Dizel çevriminden Otto çevrimine dönüştürülme (buji ile tutuşma) yöntemi kullanılmaktadır. Lakin yüksek sıkıştırma oranına sahip olan (>14:1) mevcut dizel motorun %100 NG yakıtına dönüştürüldüğünde vuruntu olayı meydana çıkmasın diye, motorun pistonu üzerindeki açık yanma odası hacmini artırarak sıkıştırma oranını 10,5:1 ve 11:1 seviyelerine dek düşürmek zorunluluğunu meydana getirmiştir. Silindirik geometriye sahip olan bu tip yanma odalı pistonların (Şekil 1.) sıfırdan üretilmesini gerektirmektedir. Bu ise mevcut dizellerin NG yakıtlarına dönüştürülme işlemlerini zorlaştırmakta, maliyetini ise önemli ölçüde artırmaktadır. Diğer taraftan, sıkıştırma oranının düşürülmesi bu motorların orijinal halindekine nispeten daha düşük performans ve verimlilikle çalışmasına neden olmaktadır. Bu yüzden motorun performansını fazla düşürmemek ve buji ile tutuşmanın istikrarlı bir şekilde gerçekleşmesini sağlamak için hava fazlalık katsayısını λ=0,90-1,05 değerlerinde tutmayı gerektirmektedir. Bu durumda, Dizel Çevriminde olduğu gibi, NOx emisyonunun artışı kaçınılmaz olmuştur. Bu ise EGR ve AdBlue gibi ek emisyon düşürücü sistemler kullanmağı mecburi hale getirmiştir [1]. Bundan başka, %100 NG yakıtına dönüştürülen motorun dizel çevrimi ile mukayesede daha zengin karışımlarla çalıştırılma gereği (λ> 1.5'e karşın λ=0.90-1.05), Küresel ısınma probleminin çözümüne ters olarak, sera etkili karbon dioksit - CO_2 emisyonun da ek olarak %8-%10 civarında artışına sebep olmuştur [3].

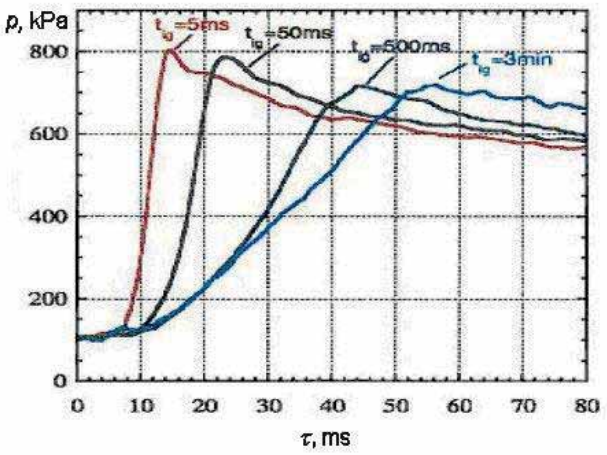


Şekil 1. Günümüz dizel motorların Otto çevrimi ile %100 NG yakıtına dönüştürmek için kullanılan konvansiyonel yanma odası.

Makalede Dizel ve Otto çevrimlerini aynı konstrüksiyon yapıda gerçekleştirebilmesini sağlayan, bununla da yapısal değişikler yapılmadan, dizelin mevcut sıkıştırma oranı ve yanma odasını koruyarak %100 NG yakıtına dönüşümüne imkan veren MR-Process Yeni Yanma Mekanizması ve bu mekanizmanın farklı motorlar üzerinde uygulama çalışmaları hakkında bilgiler sunulmaktadır. Ayrıca, TÜLOMSAŞ A.Ş. üretimi TLM16V185 tipi ağır dizel motorunun verim ve emisyon açısından mevcut durumu, günümüz en etkin alternatif teknoloji olarak daha verimli ve düşük emisyonlu, yakın geleceğin ana yakıtı olarak NG yakıtla çalışma imkânı veren MR-Process yanma mekanizması kullanılarak, bu motor bazında ülkemizde ve dünyada kabul edilebilir, Sivil ve Askeri amaçlı gemiler, lokomotifler, iş makineleri, jeneratörler ve enerji santralleri için gücü 500 - 2800 kW arasında değişen, 6-8-12-16 silindirli Yenilikçi ve Rekabetçi Yerli Marka motorların geliştirilmesi hakkında özetle bilgiler de sunulmaktadır.

1. MR-Process Yanma Mekanizmasının Özellikleri

Azerbaycan Teknik Üniversitesinde (AzTÜ, Azerbaycan) Rusya Bilimsel Akademisinin N. Semyonov adına Kimyasal Fizik Enstitüsü (IXF, Moskova) ve Varşova Teknik Üniversitesi (WP, Polonya) ile işbirliği kapsamında kademeli dolgulu motorlarda yanma sürecinin özellikleri çeşitli fiziksel modeller ("bomba"), hassas basınç kaptörleri ve osiloskop, alev cephesini görüntüleyen Şileren hızlı fotoğraf cihazı vb. kullanılarak detaylı bir şekilde incelenmiştir [2, 4, 5]. Bu çalışmalarla zengin karışımın YO'da kapsadığı hacim oranının, başka bir deyişle karışımın kademelenme derecesinin yanma hızı ve basınç artışına, kirletici emisyonların miktarına etkisini belirleyebilecek bir dizi deneyler yapılmıştır. Bir örnek olarak Şekil 2'de kademelenme derecesinin yanma hızı ve basınç artışına etkisini açıklayan grafikler gösterilmiştir. Bu deneylerde karışımın çeşitli kademelenme derecesi YO'nın fiziksel modeline önceden doldurulmuş hava içerisine zengin bileşimli (λ_1=0,6) propan (C_3H_8) + hava karışımını püskürttükten sonra bujiden ateşleme (kıvılcımın verilme) zamanını değiştirmekle elde edilmiştir. Şekildeki yanma basıncının artış grafikleri t_{lg}=5, 50, 500 *ms* ve 3 *min (dak)* ile gösterilmiş ateşleme zamanlarıyla dört kademelenme derecesine sahip genel bileşimi λ=1



Şekil 2. C_3H_8/hava karışımın kademelenme derecesinin yanma süresi ve basınç artışına etkisi.

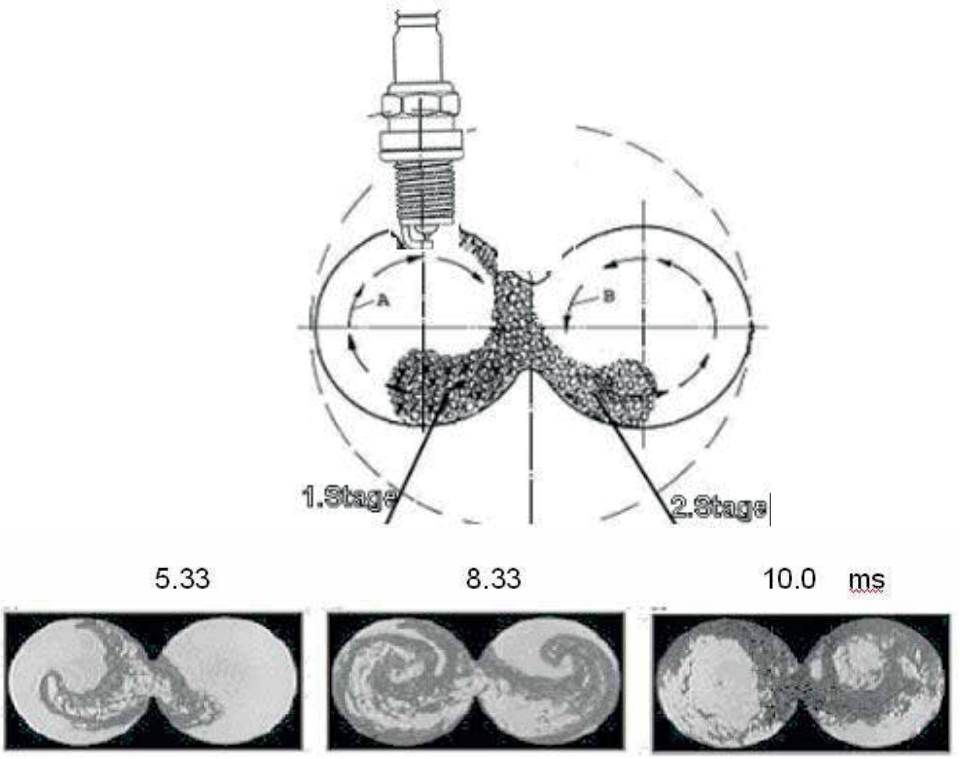
olan karışımın yakılmasıyla elde edilmiştir. Ateşleme geciktirildikçe (t_{ig} arttıkça) zengin karışımın hava ile karışma zamanı arttığından dolayı karışımın kademelenme derecesi azalarak homojen yapıya sahip olmaktadır. Şekilde t_{ig}=5 *ms* olduğunda en yüksek derecede **kademelenmiş karışımın** yanması, t_{ig}=3 *min* olduğunda ise kademelenmesi sona ermiş **homojen karışımın** yanması ile elde olunan basınç artış grafikleri gösterilmiştir. t_{ig}'nin ara değerlerinde basıncın değişme grafikleri kademelenme derecesinin de ara değerlerinde elde edilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, karışımın kademelenme derecesi arttıkça (t_{ig} küçüldükçe) yanma, hız kazanarak basıncın maksimum değerini artırmaktadır. Örneğin, homojen karışım (t_{ig}=3 *min)* yandığında basınç, maksimum değerine (710 *kPa*) τ=55 *ms* geçtikten sonra ulaşmasına rağmen, en yüksek derecede kademelenmiş karışım (t_{ig}=5 *ms)* yandığında yanma süresi τ=14 *ms* olmakta (yani yanma hızı 3,9 kat artmakta), yanma basıncı ise 800 *kPa* değerine ulaşmaktadır (%12 artmaktadır).

Fiziksel modelde elde edilmiş pozitif sonuçların sebebini açıklamak için özel matematik modeller kullanılarak incelemeler esasında tespit edilmiştir ki [4, 5], birinci aşamada zengin karışımın (λ_1=0,6-0,8) yanmasıyla oluşan eksik yanma ürünleri olan karbon monoksit (CO) ve serbest hidrojen (H_2), ikinci aşamada hava ile karışarak yanma işlemini hızla sona erdirmektedirler. Birinci aşamada hava yetersizliği yüzünden oluşabilen $2C+O_2=2CO$ stokiyometrik reaksiyonunda C'nin CO'ya dek oksitleşmesi için bir mol O_2 tüketilirken, iki mol CO oluşturulmaktadır. Böylece bu reaksiyonla karbon, içerdiği ısı enerjisini tam olarak açığa çıkaramamış olsa bile, sabit hacimde CO'nun mol sayısının aynı karbon (C) ile elde edilebilecek CO_2 mol sayısına kıyasla iki kat artması yanma basıncını yükseltmektedir. H_2'nin etkisiyle aşırı hızla gerçekleşen yanma işleminin ikinci aşaması su buharının (H_2O) katkısı ile CO'nun da hızla

yanıp bitmesine, böylece C'nin geriye kalmış enerjisinin de tam olarak açığa çıkmasına sebep olmaktadır. Bununla da aynı genel yakıt/hava oranında kademelenmiş karışımın iki aşamalı yanma mekanizması ile yakılmasının yanma hızı ve basıncın yükseltilmesi bakımından daha avantajlı olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, bu durumda **NO_x emisyonu artmamakta,** tam aksine, oluşan NO_x miktarı, aynı bileşimli homojen karışımın yanmasıyla oluşan NO_x miktarına göre **iki-üç kat düşmektedir.** Bunun sebebi, yanma sürecinin birinci aşamasında NOx oluşumu için HC'ların yanma reaksiyonları bittikten sonra geriye oksijenin kalmaması, ikinci aşamasında ise yanma hızının yüksek olmasından dolayı NOx oluşumu için yeterli zamanın olmamasıdır. Bu çalışmalarla kademelenmiş karışım kullanıldığında CO ve HC emisyonlarının da büyük bir miktarda düşmesi gözlenmiştir [5].

Fiziksel modeller ve farklı boyutlu motorlar üzerinde yapılan bir dizi deneysel çalışmaların sonuçlarına dayanarak Prof. R. Mehdiyev tarafından, sembolik olarak **"MR-Process"** adlandırdığı İki Aşamalı Yanma Mekanizmasını **Çift Türbülanslı Döngü** ortamında gerçekleştirebilen **MR-2 Yanma Odası geometrisi** teklif edilmiştir. Ayrıntılı bilgiler [4, 5]'de verilmiş bu Yanma Odasının seması ve yanma sürecinin fiziksel modelde gerçekleştirilen anlık fotoğrafları Şekil 3'te gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, Yanma Odasının özelliği, geometrisinin "8"e benzeyen iki eşit bölgeye ayrılmasıdır. Emme ve sıkıştırma süreçlerinde yanma odasının bu bölgelerinde farklı yöntemlerle birbirinin tersine aynı hızda dönen iki türbülanslı döngü hareketi oluşturulur. Yanma Odasının buji yerleşen bölgesinde bileşimi λ=0,6...0,9 arasında değişen zengin karışım, diğer bölgesinde ise sadece hava yer almaktadır. Her iki döngü aynı hız ve momentuma sahip olduğundan dolayı, iki bölgedeki dolgu ateşleme anına dek birbirleriyle karışamamakta ve böylece motorun tüm çalışma rejimlerinde yakıt-hava karışımı kademelenmiş şeklini korumaktadır. Döngüler emme zamanından itibaren gerçekleştirildiği için yakıt-hava karışımını da bu süreçte silindirin dışında (manifoltta) oluşturmak ve günümüzde seri üretimi yaygınlaşmış elektronik sıvı ve gaz yakıtları püskürtme sisteminden (hatta karbüratör veya gaz karıştırıcısından) yararlanmak mümkündür.

MR-2 YO'sının diğer bir avantajı, sıkıştırma oranını vuruntu oluşturmadan optimum seviyelerine dek (ε =14-17) yükseltme imkanının olmasıdır. Odanın bir bölgesinde zengin karışımın (λ=0,6-0,9) yakılması ile oluşan eksik yanma ürünlerin (CO ve H_2), ikinci bölgesinde ise hızla dönen türbülanslı ortamda yanabilmesi nedeniyle vuruntu olayı önlenmektedir. YO'nın diğer bir avantajı, konvansiyonel YO'larında soğuk cidarlarda kaçınılmaz olan alev cephesinin sönme olayının önlene bilinmesidir. Bunun sebebi, Şekil 3'ten de görüldüğü gibi, yanma sürecinin birbirinin tersine dönen türbülanslı ortamda gerçekleştirilmesiyle alev cephesi YO'nın



Şekil 3. Çift döngülü MR-2 Yanma Odasının şeması
ve fiziksel modelde yanma sürecinin anlık fotoğrafları [4].

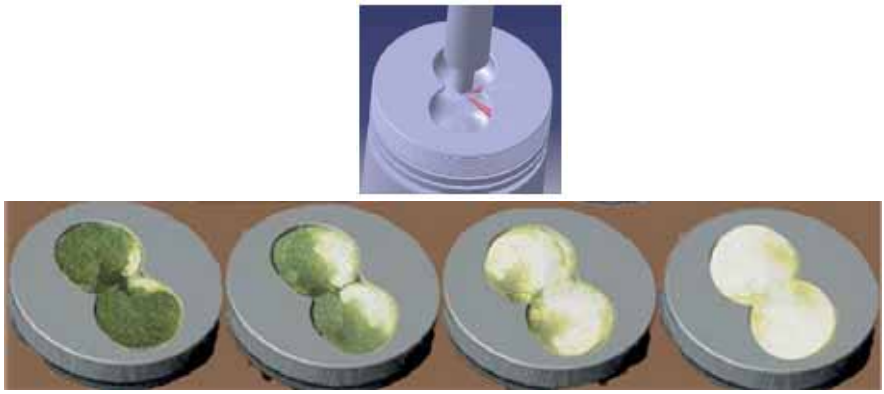
söz konusu YO bir taraftan motorun tüm yük rejimlerinde genel bileşimi fakir olan (λ=1,3...2,0) en yüksek derecede kademelenmiş yakıt-hava karışımın İki Aşamada Yanma Mekanizması ile yakılması, diğer taraftan yüksek sıkıştırma oranının (ε=14...17) kullanıla bilinmesi ve alev cephesinin sönme olayının önlenmesi gibi temel şartların sağlana bilinmesi sayesinde, farklı boyutlu motorlar üzerinde yapılan testlerle de kanıtlanmış, verimli ve düşük emisyonlu motor geliştirmeyin mümkün olduğunu göstermektedir [3, 5, 6].

2. MR-Process Yanma Mekanizması ile çalışan Dizel Motoru

Çift Türbülanslı Döngü ortamında gerçekleşen MR-Process Yanma Mekanizması, sıkıştırma oranını yükseltmek imkanı verdiği için **Kendinden Tutuşma Prensibi** ile, başka bir değişle, **Dizel Prensibi** ile çalışabilen motorun geliştirilmesine de vesile olmuştur. Dizel Çevrimi ile çalıştırılması öngörülen motorun Çift Döngülü MR-2 yanma odalı pistonu ve yanma sürecinin simülasyon resmi Şekil 4'de gösterilmiştir. Göründüğü gibi, MR-2 YO piston üzerinde sekize benzer şekilde tasarlanmıştır. YO oyuğunda yanma işleminden önce birbiriyle aynı hızda ve ters yönde dönen çift hava döngüleri oluşturulmaktadır. Yakıt, iki

delikli enjektörün yardımıyla **düşük basınçta** (<350 ***bar***) çift hava döngüleri yönünde teğet olarak püskürtülerek, yaklaşık %95'e varan miktarı duvara sıvanmakta ve mikro kalınlıkta bir tabaka (film) oluşturmaktadır. Yakıt tabakasının duvarla doğrudan temasta olması ısı transfer katsayısının kat kat artışına sebep olmakta ve sıkıştırılmış hava sıcaklığına nispeten duvarın yaklaşık 2 kat düşük sıcaklıkta olmasına rağmen (< 400 ºC), yakıtın yeterince çabuk buharlaşması gerçekleşmektedir.

Buharlaşma düşük sıcaklık ortamında gerçekleştiği için yakıt, tutuşmadan önce doğal hidrokarbon yapısını korumakta ve klasik homojen karıştırma yönteminden farklı olarak, piroliz prosesine (CH'nin C *ve* H'ya parçalanmasına) maruz kalmamaktadır. Sonuçta, eksik yanma ürünleri olan C veya PM- partikül madde emisyonu epey azalmaktadır. Yanma sürecinin ters yönlü türbülanslı hava döngüleri ortamında gerçekleşmesi ise, alev cephesinin nispeten soğuk cidarlarda sönmesini engelleyerek, CO ve HC'in de azalmasına, böylece yanma veriminin yükselmesine sebep olmaktadır. Ayrıca, yanma süreci yakıtın buharlaşma sürecini takip ettiği için yanma sırasındaki basınç artış hızı azalmaktadır. Bu durumda "Mach etkisi" ile yanmış ürünlerin sıcaklığının ilaveten artırılması önlenerek, NOx ve Gürültü emisyonları da azaltılmakta ve böylece optimum hızla gerçekleşen yanma süreci elde edilmektedir.

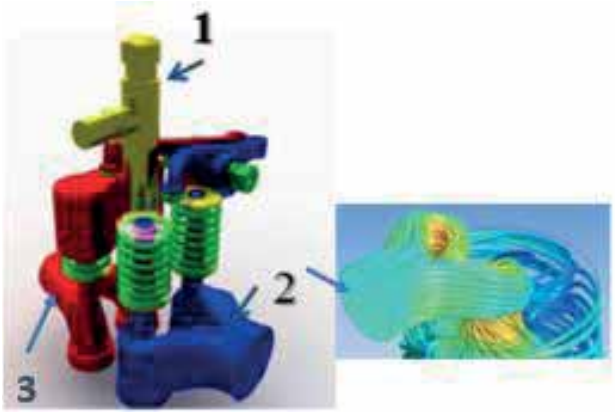


Şekil 4. Çift Döngülü MR-2 yanma odasında "MR-Process" Yanma Mekanizmasının Dizel Prensibi ile gerçekleştirilme şeması.

Teorik olarak öngörülen bu beklentileri deneysel olarak kanıtlamak için İstanbul Teknik Üniversitesi Motorlar ve Taşıtlar Laboratuvarında özel olarak tasarlanan tek silindirli bir model dizel motor (S/D=95/85 ***mm***) bazında deney düzeneği yapılandırılmıştır. Şekil 5'de dört supaplı model motorun çiftleştirilmiş emme ve egzoz portları ve yakıt püskürtme enjektörü ile bir arada üç boyutlu montaj resmi gösterilmiştir. Piston üzerindeki 8'e benzer yanma odasında emme sürecinden başlayarak oluşturulan çift hava döngüleri, birbirinin tersine helisel çıkışları olan çiftleştirilmiş emme portunun (2) araçlığı ile elde edilmektedir.

Farklı yük ve hız rejimlerinde deney motorun ayarlama, performans ve emisyon testleri esnasında indikatör diyagramları çıkarılmış ve yanma analizi yapılmıştır. Şekil 6'da motorun

farklı yanma odaları ile çalıştığında yakıt püskürtme avansının (***θ)*** optimum değerlerinde çıkarılmış indikatör diyagramları karşılaştırılmıştır. Buradan görüldüğü gibi, her iki halde yakıt püskürtme basıncının maksimum değeri yaklaşık aynı - p_y= 220-230 ***bar*** seviyesinde, yanma basınçların maksimum değeri (p_z) ve oluşma zamanları ise birbirinden farklıdır. Konvansiyonel yanma odası kullanıldığında optimum yakıt püskürtme avansı $\theta=15^0$ ***CA*** olduğu için tutuşma, ÜÖN (TDC)'den 5^0 önce - $\varphi = 355^0$'de gerçekleşmiştir. Bu anda silindir içinde basınç p_c=45



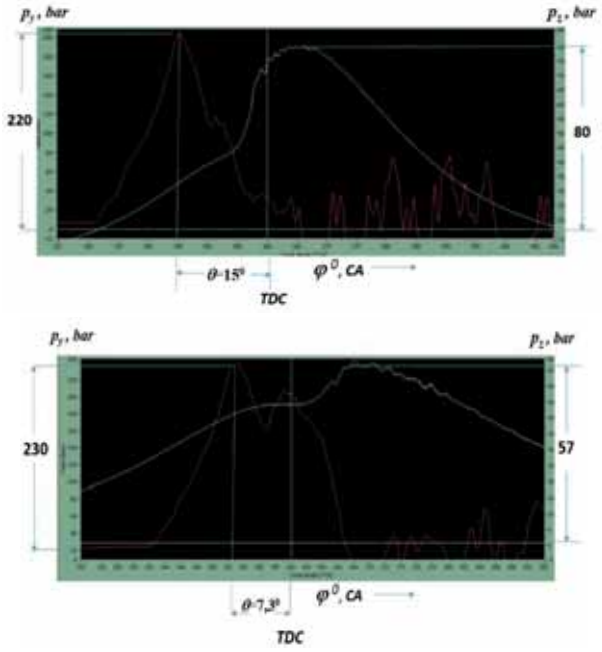
Şekil 5. Tek silindirli model deney motorunun (S/D=95/85 ***mm***) yakıt püskürtme enjektörü (1), çiftleştirilmiş emme (2) ve egzoz (3) portları ile bir arada üç boyutlu montaj resmi.

bar değerinde olmuştur. Yanma süreci, $\varphi = 12^0$ KMA'a eşit zaman içinde (φ=367-355=12^0) gerçekleşerek, yanma basıncını maksimum değerine (p_z=80 ***bar***) TDC'den $\varphi = 7^o$ geçtikten sonra ulaştırmıştır. Bu durumda ortalama basınç artış oranı $\Delta p/\Delta\varphi$=(80-45)/12=2,91 $bar/1^0\,\varphi$ değerinde olmakla, en yüksek performans ve verim elde edilmiş, lakin NO emisyonu da maksimum – NO=**1100 *ppm*** seviyesine ulaşmıştır.

Motor, MR-2 YO ile çalıştığında yakıt püskürtme avansı düşük olduğu için ($\theta=15^0$ karşın $7,3^0$ ***CA***) yanma süreci TDC'den sonra, $\varphi = 362^0$ anından itibaren gerçekleşmiş ve $\varphi = 10^o$ süreci içinde (φ=372-362=10°) yanma basıncını p_c=45 ***bar*** değerinden maksimum değerine - p_z=57 ***bara*** dek yükseltmiştir. Bu durumda ortalama basınç artış oranı $\Delta p/\Delta\varphi$=(57-45)/12=1,0 $bar/1^0\,\varphi$ olarak konvansiyonel YO ile mukayesede ~3 kat düşük seviye ($\Delta p/\Delta\varphi$=2,91'e karşın 1,0 $bar/1^0\,\varphi$) sergilemiştir. Bu ise "Mach etkisi" ile yanmış ürünlerin sıcaklığının ilaveten yükselmesini önleyerek, **NO emisyonunun 1100/302=3,6 kat düşmesine sebep olmuştur**.

MR-2 YO'da yanma basıncının konvansiyonel YO ile mukayesede %30 civarında düşmesine rağmen (p_z= 80'ye karşın 57 ***bar),*** motorun performans verileri kötüleşmemiş, tam tersine, ortalama efektif basınç (p_{me}=0,653'e karşın 0,662 ***MPa***) ve duman koyuluğu (***k***=2,52'ye karşın 2,53 ***1/m***) yaklaşık aynı seviyede kalmış, yakıt tüketimi ise %3,7 civarında azalmıştır (b_e =204 karşın 197 ***g/BGh***). Bunun esas sebebi, MR-2 yanma odasında nispeten

düşük hızda gerçekleşen yanma işlemi, maksimum basıncın TDC'nin φ=10-12º sonrasına sarkarak, piston-biyel mekanizmasında **maksimum momentin oluşması için en uygun zamana denk gelmesidir**. Ayrıca, bu zaman içinde piston-biyel mekanizması dikey basınç kuvvetinin düşük değerlerine maruz kaldığı için motorun Gürültü emisyonu ve Mekanik kayıpları da azalmaktadır. Mekanik kayıpların azalması ise motor ömrünün uzanması ile sonuçlanacağı şüphesizdir.



a) b)

a) Konvansiy. YO: θ=15^0 ***CA,*** p_{me}=0,653 ***MPa***, b_e=204 ***g/BGh, k***=2,52 ***1/m, NO***=1100 ***ppm***

b) MR-2 YO: θ=7,3^0 ***CA,*** p_{me}= 0,662 ***MPa***, b_e=197 ***g/BGh, k*** =2,53 ***1/m, NO*** = 302 ***ppm***

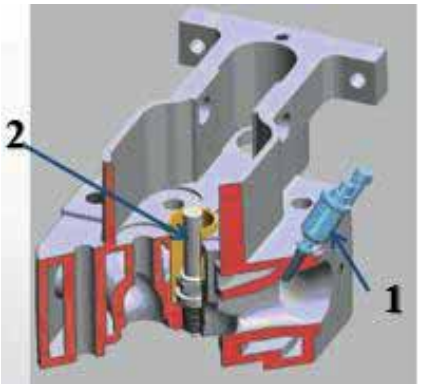
Şekil 6. Tek Silindirli model deney motorunun farklı yanma odaları ile çalıştığında çıkarılan indikatör diyagramları.

3. MR-Process Yanma Mekanizması ile çalışan Dizel Motorunun Yapısal Değişiklikler Yapılmadan %100 Doğal Gaz Yakıtına dönüştürülmesi

Paragraf 2'de anılan dört supaplı model deney motoru, yüksek Dizel sıkıştırma oranını koruyarak, %100 gaz yakıtlarına dönüştürmek için de kullanılmıştır. Dizel yakıtının kendinden tutuşması için yeterli olan yüksek sıkıştırma oranı (ε =17,5), gaz yakıtlarının (LPG

ve CNG) kendinden tutuşması için yeterli olmadığı için Buji Ateşleme sistemini kullanmak ve motoru **Otto Çevrimi** talepleri ortamında çalıştırmak lüzumu ortaya çıkmıştır.

Şekil 7'de model motorun Otto Çevrimi kullanılmakla gaz yakıtları ile (veya benzinle) çalıştırmak için adapte edilen silindir kafasının 3 boyutlu resmi gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, enjektör, çiftleştirilmiş emme portunun sadece bir tarafına, buji ise merkezde yer alan dizel enjektörü yerine bağlanılmıştır. *Bunula da aynı konstrüksiyon yapıda motoru hem Dizel, hem de Otto çevrimleri ile çalıştırmak imkânı elde edilmiştir.*



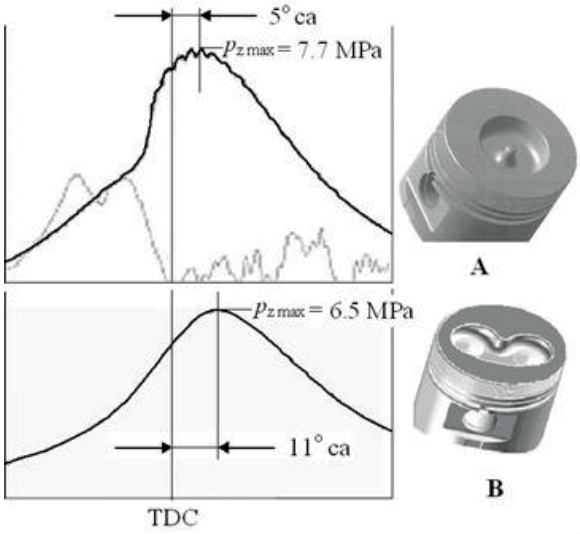
Şekil 7. Tek silindirli model dizel motorun Otto Çevrimi kullanmakla gaz yakıtlarıyla çalıştırmak için adapte edilen silindir kafasının 3 boyutlu resmi
(1- Gaz veya benzin püskürtmek için enjektör, 2- Buji).

Çift Döngülü MR-2 YO tek silindirli deney motorunun Dizel Çevrimi ile çalışması durumunda yapılan deney sonuçları Paragraf 2'de sunulmuştur. Bu Paragrafta ise Otto Çevrimine dönüştürülen aynı motorun Gaz yakıtı kullanılmakla elde edilen bazı deney sonuçlarına yer verilmiştir.

Şekil 8'de motorun konvansiyonel YO ile Dizel Çevrimi ve MR-2 CC ile Otto Çevrimi kullanıldığında çıkarılmış indikatör diyagramları karşılaştırılmıştır. Deneylerde motorun çalışma rejimi olarak n=3000 $\boldsymbol{min^{-1}}$, sıkıştırma oranı $\boldsymbol{\varepsilon}$=17,5, HFK $\boldsymbol{\lambda}$=1,42 ve volumetrik verimi $\boldsymbol{\eta_v}$ = 0,9 değerlerinde sabit tutulmuştur. Yakıt olarak Dizel versiyonunda EuroDiesel, Otto versiyonunda ise Oktan sayısı 120 civarında olan CNG kullanılmıştır.

Şekilden görüldüğü gibi motor, Dizel Çevrimi ile çalıştığında yanma basıncı $\boldsymbol{p_z}$=7,7 ***MPa*** eşit olan maksimum değerine TCD'den 5^0 ***ca*** geçtikten sonra ulaşmıştır. CNG ile çalıştığında ise alevin yayılması bir kadar düşük hızla gerçekleştiği için $\boldsymbol{p_z}$=6,5 ***MPa*** eşit olan maksimum değerine TCD'den 11^0 ***ca*** geçtikten sonra ulaşarak, basıncın %15 civarında düşmesine sebep olmuştur. Sıkıştırma oranının yüksek olmasına ($\boldsymbol{\varepsilon}$=17,5) rağmen, CNG ile gerçekleşen yanma süreci, **hiçbir vuruntu olayı oluşturmamıştır.** Şekil 8'den de gözüktüğü gibi, motor, MR-2 YO ile çalıştığı zaman çıkarılan indikatör diyagramda vuruntu oluşumunun göstergesi olan çalkalanmalar görünmemektedir. Bellidir ki, bu çalkalanmalar, vuruntunun sert gürültü kopartmasına sebep olur. Deney zamanı böyle bir gürültünün fark edilmemesi, motorun

vuruntu yapmadan çalıştığını bir daha kanıtlamıştır. Yanma basıncının %15 civarında azalması, motorun verilerini kötüleştirmemiş, tam tersine, yanma basıncın maksimum değerinin TCD'den 11^0 ***ca*** geçtikten sonra oluşması sayesinde biyelin krank miline maksimum teğet kuvvetle etkisinin en uygun zamana denk gelmesi ile performans ve emisyon verilerini iyileştirmiştir.



Şekil 8. Tek silindirli model deney motorunun (S/D=95/85) konvansiyonel YO (**A**) ve MR-2 YO (**B**) ile çalıştığında çıkarılan indikatör diyagramların karşılaştırılması.

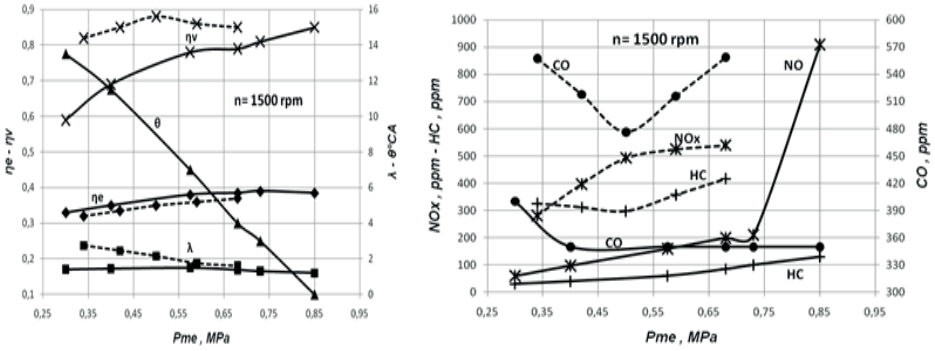
Tablo 1'de model deney motorun konvansiyonel Dizel YO ve MR-2 YO Otto Çevrimi ile çalıştığında elde edilen test sonuçları karşılaştırılmıştır. Tablodan gözüktüğü gibi, çalışma rejimi parametrelerinin aynı olması durumunda (**n**=3000 ***min*$^{-1}$**, ε=17,5, λ=1,42, η_v=0,9), CNG ile çalışan motorda yanma basıncının %15 civarında azalmasına (p_z=7,7 karşın 6,5 ***MPa***) rağmen, konvansiyonel dizelle mukayesede motorun ortalama efektif basıncı veya gücü %10 artmış (p_{me} = 0,653 karışın 0,72 ***MPa***), efektif verimi ise %8,4 civarında yükselmiştir (η_e =0,306 karışın 0,332). Bunun yanı sıra, Duman koyuluğu ***k***=0 olmuş, kirletici ***NO*** emisyonu ise 403 ***ppm*** seviyesini aşmayarak, dizelle mukayesede yaklaşık 2,75 kat daha düşük seviye sergilemiştir (***NO***=1100 karışın 403 ***ppm***).

MR-Process Yanma Mekanizması kullanılarak, emisyon limit değerleri Stage IIIA Standardına cevap veren 4 silindirli bir traktör dizel motoru (S/D=110/104) Otto Çevrimi ile, **dünyada bir ilk olarak**, %100 LPG yakıtına dönüştürülmüş ve önemli sonuçlara varılmıştır [6, 7]. Şekil 9'da bu motorun maksimum tork ürettiği hız rejiminde (n=1500 d/dak) ortalama efektif basınca (p_{me}) bağlı olarak motor parametre ve emisyonlarının değişme grafikleri gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, motor LPG yakıtıyla çalıştığında ortalama efektif

Tablo 1. Deney motorun farklı yanma odaları ile çalıştığında elde edilen test sonuçların karşılaştırılması (**n**=3000 min^{-1}, ε=17,5, λ=1,42, η_v=0,9).

Yanma Oda ve Çevrim tipleri	*Kullanılan Yakıt*	p_z, *MPa*	p_{me}, *MPa*	η_e	*k, 1/m*	*NO, ppm*
Konvansiyonel *YO, Dizel Çevrimi*	EuroDiesel	7,7	0,653	0,306	2,52	1100
MR-2 YO, Otto Çevrimi	CNG	6,5	0,72 (+%10)	0,332 (+%30)	0	403 (-2,75 kat)

basıncın (torkun) maksimum değeri p_{me}=0,85 ***MPa,*** dizel motorunki ise p_{me}=0,676 ***MPa*** olmuştur, yani motorun torku veya gücü LPG ile çalıştığında %25 civarında daha fazladır. Fakat p_{me}=0,85 ***MPa*** değeri hava fazlalık katsayısının λ=*1,1* değerinde elde edildiği için (dizel versiyonunda λ'nin bu değerinde aşırı duman oluşturulduğundan dolayı kullanılmaz)



Şekil 9. Motor parametreleri ve Egzoz gaz emisyon değerlerinin karşılaştırılması (——— MR-2 YO - LPG, – – – Konvansiyonel Dizel YO) **[7].**

NOx emisyonu kabul edilemez seviyeye dek artmış olur. Bu yüzden gaz-hava karışımının maksimum zenginleştirilme oranı λ=1,36 değeri ile sınırlanması gerekmektedir. Bu halde ortalama efektif basıncın maksimum değeri p_{me}=0,735 ***MPa*** seviyesine düşse bile, yine de dizele göre güç %9 civarında daha yüksek kalmaktadır. Bu durumda tüm yük rejimlerinde Otto Çevrimi ile çalışan LPG'li motor, dizele göre daha verimli çalışarak (η_e yüksektir), çok daha az kirletici maddeler (***NO_x***, ***HC*** ve ***CO***) üretmektedir.

Şekil 9'dan görüldüğü gibi, Stage IIIA (Tier 3) Standardına cevap veren dizelle mukayesede LPG'li motorun emisyon değerleri, duman emisyonunun da sıfır olduğunu göz

önüne aldığımızda (Tablo 1'e bak.), Stage IIIB (Tier 4- Interim), hatta Stage IV (Tier 4– Final) standardına uyacağı şüphe doğurmamaktadır.

Böylece, MR-Process yanma mekanizmasının uygulanması ile dizel motorunun %100 CNG veya LPG yakıtıyla yüksek performanslı ve verimli çalıştırılmasının yanı sıra, hiçbir ek emisyon düşürücü sistemleri kullanmaksızın, güncel emisyon standartlarına cevap vermek mümkün olacaktır.

4. TÜLOMSAŞ Motorların "MR-Process" Yanma Mekanizması Kullanılarak Modernizasyon ve Doğal Gaz Yakıtına Dönüştürme Çalışmaları

Bilindiği üzere 1968 yıldan itibaren Eskişehir TÜLOMSAŞ fabrikasında Fransa S.E.M.T. (Socie'te' d' Etudes de Machines Terminus) Pielstick Firmasının artık süresi bitmiş lisansı ile yerli Lokomotifler için dizel motorları üretilmekte, eski motorların ise revizyonu yapılmaktadır. Türk LOYDU No:TO.DEB, 12-0132/12-2466, 10.04.2013 Sertifikası ile Marine tipi olarak 16 silindirli TLM16V185 motorları Van Gölü ulaşımında da kullanılmaya başlanmıştır. Sertifika bilgilerine göre bu motorların gücü katalog değerinden %5,3 daha az (2400 karşılık 2271 BG), yakıt tüketimi ise yaklaşık % 9 kadar fazladır. Bunun esas sebebi, motorun performans ve verimliliğini, egzoz gaz ve gürültü emisyonlarını belirleyen yanma mekanizması 1940-50'li yıllarında geliştirilen Ön Yanma Oda yöntemiyle gerçekleştirilmesidir (Şekil 10, A). Bundan dolayı revizyona alınan motorların gücü daha düşük, özgül yakıt tüketimi be ≥ 210 g/BGh civarında, egzoz gaz emisyon değerleri ise **Faz I (Tier I)** Standardı seviyesindedir. Hâlbuki Avrupa Birliğinin (AB) yayınladığı direktiflerle önümüzdeki yıllarda **Faz III A ve Faz III B standardına** uymayan gemi motorların kullanımı engellenecektir.

Bellidir ki, hâlihazırda ileri teknoloji gibi değerlendirilen yüksek basınçlı Common Rail yakıt besleme sistemini kullanmakta olan bildiğimiz lider konumdaki Otomobil ve Ağır Dizel Üreten Firmalar (Volkswagen, Wartsila, MAN vb.) motorun optimum rejim kontrolü açısından avantaj kazanmış olsalar bile, Azot Oksit (NOx) Emisyonunun limit değerlerini aşırı derecede aşma sorunu ile karşı karşıya kalmış, diğer taraftan ekonomik ve pratiklik (servis, onarım, tamir) açısından hiçbir avantaja sahip olamamışlardır. Zaten bu sebepten de ünlü Japon Firması JFE PRIME MOVERS, 1964 yılından bu yana TÜLOMSAŞ motoru ile aynı olan S.E.M.T.-Pielstick motorlarında klasik - düşük basınçlı hidrolik pompa – enjektör kullanarak, hiçbir köklü değişiklik yapmaksızın, Japon ve Asya bölgelerinin gemi ve jeneratör pazarında önemli bir konum edinmiştir. Hâlihazırda TÜLOMSAŞ motorunun yurtdışı **"kardeşleri"** olarak ABD, İngiltere, G.Kore, Hindistan, İsveç, Çin ve Finlandiya'da da S.E.M.T. - Pielstick lisansı ile yerli markaya dönüştürülmüş askeri ve sivil gemi, lokomotif ve jeneratör uygulamaları için üretim yapılmakta ve Dünya pazarına sunulmaktadır.

Bu örnekler onu gösterir ki, Yakın ve Orta Doğu'nun geniş coğrafyasında tek Türkiye'nin sahip olduğu TÜLOMSAŞ Lokomotif ve Motor Fabrikasının ürettiği ağır dizel motorlarını da, daha fazla zaman kaybı yaşamadan, modernize ederek yenilikçi ve rekabetçi Milli Markaya dönüştürmemiz, ülkenin ekonomisi ve prestiji açısından önem arz etmektedir. Bu

amaçla TÜLOMSAŞ motorunun "MR-Process" yanma mekanizması kullanılarak **Modernizasyonu ve Doğal Gaz Yakıtına Dönüştürülmesi** konusunda aşağıdaki **Üç Dönemli** proje çalışmalarının yürütülmesi öngörülmektedir:

I. Dönem Modernizasyon çalışmaları olarak TLM16V185 Dizel Motorunun sadece Pistonu üzerinde Çift Döngülü MR-2 Yanma Odalı yeni imalat pistonları uygulayarak güç ve yakıt tüketiminin %10-15 civarında iyileştirilmesi ve Egzoz Gaz Emisyonlarının Faz IIIA Standardı seviyesine düşürülmesi amaçlanmaktadır.

A **B**

Şekil 10. TÜLOMSAŞ Motorunun mevcut (**A**) ve MR-2 (**B**) yanma odalı pistonları.

Şekil 10'da TÜLOMSAŞ motorunun mevcut (A) ve 8'e benzer MR-2 yanma odalarına sahip pistonları gösterilmiştir. "MR-Process" Yanma Mekanizması ile çalışması öngörülen motorda esas değişiklik sadece pistonu üzerinde Çift Döngülü MR-2 Yanma Odasının dizaynıdır. Ön YO mevcut şeklinde kalmaktadır. Burada değişiklik, onun sadece lülesinde (nozulunda) yapılmıştır; mevcut 4 delikli lüle bazında, iki delikli olarak tasarlanmış ve sıkıştırma sürecinde oluşan Çift Hava Döngülerine teğet olarak yönlendirilmiştir. Bu durumda ön YO'da tutuşan yakıt, basıncı artırarak yanmış ürünleri, yanmamış yakıtı ve oluşmuş İs emisyonunu alev kümesi ile birlikte lülenin deliklerinden hava döngülerine teğet olarak püskürtüp yanma sürecini türbülanslı döngü ortamında gerçekleştirmektedir. Yanma sürecinin birbirinin tersine dönen türbülanslı ortamda gerçekleştirilmesiyle alev cephesi YO'nın sağ ve sol cidarlarından yanmamış karışımı, ön YO'da oluşan İsi sıyırıp odanın merkezine - en sıcak bölgesine sürükleyerek yanma reaksiyonlarının alev sönmesi olmadan devam edebilmesini sağlamaktadır.

Sadece piston üzerinde ana yanma odası olarak yer alan MR-2 YO kullanıldığında elde edilecek sonuçların ilkin değerlendirilmesi için teorik araştırmalar yapılmıştır. Teorik araştırmalar, dizel motorun gerçek çevriminin tarafımızdan geliştirilmiş matematik modeli kullanılarak yapılmıştır. Ayrıntıları [6]'da verilmiş bu modelle yanma sürecini hesaplamak için "yanma kanununu" belirleyen Vibe denklemi kullanılmaktadır;

$$x = 1 - \exp\left[-6{,}908(\alpha / \alpha_z)^{m+1}\right] \quad (1)$$

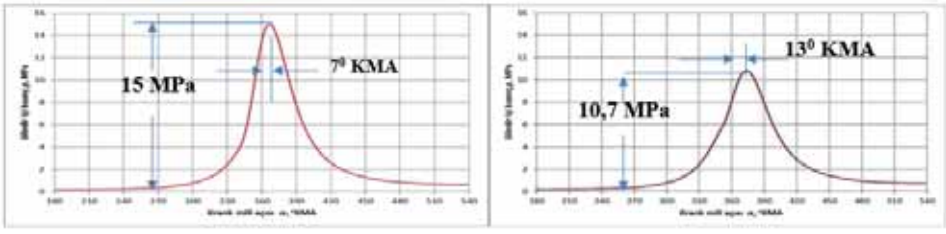
Burada, m - yanma süresi için üs, α_z - krank mili açısı (KMA) olarak yanma süresidir.

Modeldeki Vibe denklemi parametrelerini (m, α_z) mümkün olan değerler arasında değiştirerek motorda istenilen yanma kanununu teorik olarak elde etmek mümkündür. Bu ise yanma süreci ile ilgili deneysel olarak yapılması zor olan optimizasyon çalışmalarını bilgisayar kullanımı ile önemli derecede kolaylaştırarak, TÜLOMSAŞ motorlarının tasarım öncesi gerekli parametre değerlerinin elde edilmesine imkan sağlamaktadır.

Tablo 2'de söz konusu motorun mevcut (konvansiyonel) YO ve MR-2 YO ile çalışma rejimi parametrelerinin aynı olması durumunda (**n**=1500 ***min*$^{-1}$**, ε=13,5, λ=1,45, η_v=0,9) elde edilen hesap sonuçları, Şekil 11'de ise teorik indikatör diyagramları karşılaştırılmıştır. Buradan görüldüğü gibi, mevcut YO kullanıldığında motorun güç ve özgül yakıt tüketiminin hesap değerleri Katalog değerleri ile örtüşmektedir; ***Ne =2400'***e karşın ***2350 BG***, ***be=170'***e karşın ***173*** g/BGh, yani kullandığımız hesap yöntemi gerçekliği doğru yansıtmaktadır. İndikatör diyagramların karşılaştırılmasından anlaşıldığı gibi, söz konusu motor, mevcut YO ile çalıştığında yanma basıncı ÜÖN'den 70 geçtikten sonra pmax=15 MPa' ya eşit olan maksimum değerine, MR-2 YO ile çalıştığında ise 130 geçtikten sonra pmax=10,7 MPa değerine (%27

Tablo 2. TLM16V185 motorun farklı yanma odaları ile çalıştığında elde edilen termodinamik hesap sonuçların karşılaştırılması (**n**=1500 ***min*$^{-1}$**, ε=13,5, λ=1,45, η_v=0,9).

YO tipi	p_{max}, *MPa*	η_e	N_e, *BG*	M_e, *Nm*	b_e, *g/BGh*	*NO, ppm*	*Gürültü, dB(A)*
Mevcut YO	15	0,367	2350	11007	173	875	93,5
MR-2 YO	10,7 (-%29)	0,415 (+%13)	2423 (+%3)	11348 (+%3)	150 (-20)	441 (-2 kat)	90,3 (-3,2)



Şekil 11. Motorun mevcut YO (solda) ve MR-2 YO ile çalıştığında teorik indikatör diyagramları.

daha düşük değere) ulaşmıştır, yani yanma süreci genişleme sürecine kayarak, Çift Türbülanslı Döngü ortamında **optimum yanma sürecinin** gerçekleşmesi mümkün olmuştur. Sonuçta, Tablo 2'den göründüğü gibi, motorun performans ve emisyon verileri iyileşmiştir; güç ***%3*** ve efektif verim ***%13*** civarında yükselmiş (***N_e =2350'***e karşın ***2423 BG***, ***η_e=0,367*** karşın ***0,415***), özgül yakıt tüketimi ***20 g/BGh*** azalmış (***b_e=170'***e karşın ***150 g/BGh***), NOx emisyonu 2 kat kadar (***NOx= 875*** karşın ***441 ppm***), gürültü ise ***3,2 dB*** (***93,5'*** karşın ***90,3 dB(A***) düşmüştür.

Bu karşılaştırmadan anlaşıldığı gibi, torik olarak elde edilen bu bilgiler, Paragraf 2 ve 3'te sunulan tek silindirli model deney düzeneği üzerinde yapılan test sonuçları ile yüksek seviyede örtüşmektedir. Bu ise MR-Process yanma mekanizmasının uygulanması ile fazla zaman ve yatırım harcamadan TLM16V185 motorunu en güncel seviyede modernizasyonunun mümkün olduğunu kanıtlamaktadır.

II. Dönem çalışmaları ile modernizasyonu yapılmış TLM16V185 motorun Çift Yakıt (Duel Fuel) Sistemi ile kısmen CNG yakıtına (%80 CNG ve %20 motorin) dönüştürülmesi öngörülmektedir.

Klasik Lokomotif, Gemi ve Jeneratör motorları Çift Yakıt ("Dual Fuel") Sistemi adlandırılan yöntemle kısmen CNG yakıtına dönüşümü çoktan beri gerçekleştirilmektedir. Bu yöntemle motoru CNG yakıtına dönüştürmek basit konstrüksiyon değişiklikler içerdiği için daha az zaman ve maliyetle uygulanabilir. Gaz yakıtı silindirlere mevcut emme manifoldun vasıtasıyla paylaşıldığı için ufak değişikliler, sadece bu manifold üzerine gaz yakıt ekipmanlarını (gaz karıştırıcı veya enjektörleri) monte etmek için gerçekleştirilmektedir.

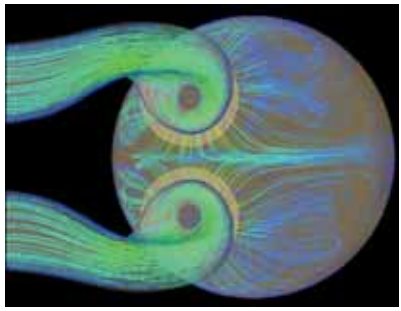
Bellidir ki, Çift Yakıt Sisteminin klasik yanma odasına sahip dizel motorlarında kullanımı vuruntu olayı, kontrol, bakım ve onarım bakımından birçok zorluluklar oluşturmaktadır. Ayrıca, günümüzde limit değerleri düşük olan Egzoz Gaz Emisyon Standartlarının devreye girmesi, bu Sistemle CNG'ın kullanım miktarının motorin yakıta oranla %30-35'i aşmamasını talep etmektedir. Aksi halde vuruntu olayını önlemek, NOx ve HC emisyonlarını düşürmek gibi zorluluklar meydana çıkmaktadır. Bahsedilen az miktarda CNG'ın kullanımı ise ekonomik açıdan kazanımların yetersiz olduğunu göstermektedir.

Modernize olunmuş TLM16V185 motorunda Çift Döngülü MR-2 ana YO kullanıldığı için (Şekil 10, B) ön YO'dan çıkan alev kümesi ile tutuşturulan gaz-hava karışımının yanma süreci Çift Türbülanslı Döngü ortamında gerçekleşmesi sağlanmaktadır. Bu durumda, yukarıda anlatıldığı gibi, vuruntu olayı meydana çıkmamakta ve soğuk cidarlarda alev sönmesi önlendiği için tam yanma gerçekleşmektedir. Bundan dolayı NOx ve HC emisyonlarını yükseltmeden silindirlere verilen CNG miktarını %70-80'e kadar artırmak mümkündür. Bu sebepten söz konusu yöntemle TÜLOMSAŞ motorunun kısmen Doğal Gaz yakıtına dönüşümü hem ekonomik (CNG'nın sadece fiyat farkından dolayı %25-%30 az maliyet), hem de kirletici gaz emisyonların (özel olarak İs – Partikül Madde ve kükürtlü gaz - SO_2) düşürülmesi açısından faydalı olacağı şüphe doğurmamaktadır.

III. Dönem çalışmaları esnasında "MR-Process" Yanma Mekanizmasının Direkt Enjeksiyonlu Dizel sürümünün kullanımı ile TLM16V185 motorun karakteristiklerinin bir kadar da iyileştirilmesi ve aynı konstrüksiyon yapıda %100 NG (CNG veya LNG) gaz yakıtının kullanımı ile Ötto Çevrimine dönüştürülerek performans, verim ve emisyon açısından, hiçbir ek emisyon düşürücü sistem ve olanak kullanmaksızın, güncel Uluslararası Standartların karşılaması öngörülmektedir.

Bellidir ki, söz konusu motorda ön YO'nın kullanımı ile düşük basınçlı (<250 ***bar***) yakıt püskürtme imkânı avantajın olmasının yanı sıra, bir taraftan motorun soğutma sisteminde kaybolan ısı enerjisinin yüksek olması, diğer taraftan hızlı gaz akışının önce silindirden ön YO'sına, sonra ise ters yönde gerçekleşmesi ile gaz-dinamik kayıpların kaçınılmaz olması motor veriminin en az %5÷%8 civarında düşmesine sebep olmaktadır.

Anılan dezavantajları göz önünde bulundurarak, motorda mevcut olan ön YO'sının kaldırılması ile "MR-Process" Yanma Mekanizmasının Şekil 4'te gösterilen şemaya uygun direkt enjeksiyonlu sürümü ile gerçekleştirilmesinin daha avantajlı olacağı şüphe doğurmamaktadır. Lakin bu sürümde, Şekil 4'de gösterildiği gibi, iki delikli enjektörden 125 ÷ 200 bar basınçla püskürtülen yakıt demetinin duvara sıvanarak buharlaşabilmesi için Çift Hava Döngülerinin açısal hızı $\omega \geq (5 \div 10)*\pi*n/30$ *1/s* (n, motorun dakikadaki devir sayısı) seviyelerinde olması gerekmektedir. Gerekli hız seviyesini elde etmek için, Şekil 12'de gösterildiği gibi, silindir kafasında birbirinin tersi yönünde yerleştirilmiş iki helisel emme portu dizaynı yapılmalıdır. Paragraf 2'de anlatıldığı gibi, bu durumda direkt enjeksiyonlu motorun performans ve verimini %5÷10 civarında iyileştirmenin yanı sıra, egzoz gaz emisyonların limit değerlerini Faz IIIB (IMO Tier 3) Standardı seviyesine düşürmek mümkün olacaktır.



Şekil 12. Silindir başlığında birbirinin tersine yerleştirilmiş iki helisel emme portlarının yardımıyla silindirde çift hava döngülerinin oluşturulma şeması.

Paragraf 3'te sunulan örnekte olduğu gibi, birbirinin tersi yönünde Çift Helisel Emme Portlarına ve MR-2 YO'sına sahip dizel motorunu, hiçbir yapısal değişiklikler yapılmaksızın, %100 Doğal Gaz yakıtına dönüştürülmesi de mümkündür.

Doğal Gaz yakıtına dönüşümünde, yüksek dizel sıkıştırma oranını (>13,5:1) korumak şartıyla, sadece dizel enjektörünün yerine buji, gaz enjektörünü ise Çift Helisel Emme portlarının herhangi birisine bağlanması gerekmektedir. Bu durumda emme sürecinde 8'e benzer MR-2 YO'sının bir yarısına Gaz yakıtının %100'ü, havanın ise %50'si, diğer yarısına ise havanın %50'i dolacaktır. Yukarıda anıldığı gibi, emme ve sıkıştırma süreçlerinde YO'nın oyuklarında oluşan türbülanslı döngü hareketleri aynı hız ve momentuma sahip olduklarından dolayı birbirine karışmayarak buji ateşleme anına kadar YO'nın bir bölgesinde HFK λ=0,6...0,9 arasında değişen zengin karışım, diğer bölgesinde ise sadece hava yer alacaktır. YO'nın merkezinde yer alan buji, zengin gaz-hava karışımı döngüsüyle hava döngüsünün birbirine temas ettiği yerde olduğu için genel HFK'sını geniş aralıkta değiştirerek (λ=1,2…2,5) motorun esas yük rejimlerini elde etmek mümkündür. Genel HFK'nın değiştirilmesi emilen havayı sabit tutarak, sadece gönderilen Gaz yakıtı miktarını değiştirerek gerçekleştirilebildiği için klasik gaz yakıtına dönüştürülmüş motorlardaki gibi hava miktarını değiştiren gaz kelebeğine ihtiyaç kalmamaktadır. Bu durum %100 Gaz yakıtıyla çalışan motorun Elektronik Kontrol Ünitesinin (EKÜ) karmaşık yazılımla donatılmasını gerektirmediği için EKÜ'nün kalibrasyonu ile ilgili deneysel çalışmaları minimuma indirecektir. Böylece, söz konusu dizel motorların %100 Doğal Gaz yakıtına dönüştürülmesi ile **Yüksek Verimli ($\eta_e \geq 0,46$)** ve Çevreye Duyarlı **Yeşil Motor** teknolojisinin Sanayi Uygulaması neticesinde TÜLOMSAŞ'a **Dünyada bir İlk olarak** ulusal ve uluslararası pazarda rekabetçi ve yenilikçi bir ürün sağlanacaktır.

5. Sonuçlar

1. TÜLOMSAŞ Motorunun mevcut yanma mekanizması 20. Yüzyılın 40-50'li yıllarında geliştirilmiş olan Ön Yanma Oda yöntemiyle gerçekleştirildiğinden dolayı günümüz ağır dizel motorların performans, verim, egzoz gaz ve gürültü emisyonları değerleri ile mukayesede çok geride kalmaktadır. Yapılan bir dizi teorik ve deneysel araştırmalarla tespit edilmiştir ki, başlangıç I. Dönem - fizibilite çalışması olarak 16 Silindirli TLM16V185 Motorunun sadece pistonu üzerinde MR-Process yanma mekanizmasını gerçekleştiren Çift Döngülü MR-2 Yanma Odasını uygulayarak motor gücünü %5÷10 kadar artırmak, egzoz gaz emisyonu limit değerlerini ise Faz 3 A (Tier III) Standardı seviyesine düşürmek mümkündür. Eğer bu teknoloji ile yılda 70 motor revize edilirse toplam yıllık tasarruf 25.200 ton dizel yakıtı veya yaklaşık 60-70 milyon TL seviyesinde olacaktır.

2. Tasarruf edilen miktarın sadece yarısından az bir kısmını harcayarak II. ve III. Dönem çalışmaları ile motorun daha kapsamlı modernizasyonunu gerçekleştirmek ve **hiçbir yapısal değişiklik yapılmadan**, **Dünyada bir ilk olarak** motor, %100 Doğal gaz yakıtına dönüştürülebilecektir. Bununla da geliştirilmiş TÜLOMSAŞ

motorları yenilikçiliği ve rekabetçiliği ile Pielstick lisansı esasında hâlihazırda üretilmekte olan yurtdışı "kardeşlerinden" üstün bir farklılık sergilemiş olacaktır.

3. TÜLOMSAŞ A.Ş., süresi bitmiş Pielstick lisansı esasında 6, 8 ve 12 silindirli motor üretim olanakları ve kapasiteye de sahiptir. Bu durumda MR-Process yanma mekanizması temel alınarak, Sivil ve Askeri amaçlı gemiler, lokomotifler, iş makineleri, jeneratörler ve enerji santralleri için gücü 500 - 2800 kW arasında değişen, 6-8-12-16 silindirli Yenilikçi ve Rekabetçi Yerli Marka motorların seri üretimini gerçekleştirerek dışa bağımlılık ortadan kaldırılmış olacaktır.

Kaynaklar

[1] Wärtsılä NOx Reducer, Wärtsilä NOx Reducer SCR solution from Wärtsilä Johanna Vestergård, 22 May 2014, İstanbul

[2] Mehdiyev, R. I., Karpov, V. P., Wolanski, P., 1978, Flame Spreading And Evaluation of Toxic Substances During the Stratified Charge Combustion, Archives of Termodynamics And Combustion, vol. 9, No.4, Warszawa, 1978, p.p. 645-660

[3] Dinc, C., Arslan, H. and Mehdiyev, R., 2009. CO2 Emission Reduction Using Stratified Charge in Spark-Ignition Engines, Energy & Fuels, 23 (4), 1781-1785.
http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ef800349x

[4] Mehdiyev R.I. 1983, İYM'da NO ve CH emisyonları oluşumunun özellikleri ve düşürülme yöntemleri (Rus dilinde), SSCB Bilim Akademisinin «Yanma ve Patlamanın Fiziği» -"Fizika Goreniya i Vzrıva" Dergisi No:5, 1983, sayfa 70-73

[5] Mehdiyev, R.I. ve Wolanski, P., Bi-Modal Combustion Chamber for a Stratifield Charge Engine Advances in Combustion, SAE-2000-01-0196, 2000, p.p.53-61

[6] Mehdiyev, R., Ogun, K., Derbentli,T., Arslan, H., Ozcan, E., Development of a Turbo Diesel Engine by a New Combustion Process for Heavy Duty Vehicles and Tractors 09ICE-0048 Copyright © 2009 SAE International, p.12.
http://mech-ing.com/journal/3-2011.html

[7] Mehdiyev, R., Ogun, K., Babaoğlu, O. Vb., 2011. "The Twin Swirl "MR-Process" Combustion Mechanism and Conversion of Diesel Engines to Operate with Gaseous Fuels", 10th International Conference on Engines & Vehicles ICE2011, September 11-15, Capri-Napoli / ITALY, Proceedings DVD_2011-24-0066.pdf, Book of Abstracts pp. 90, SAE 2011-24-0066, doi:10.4271/2011-24-0066. http://papers.sae.org/2011-24-0066

DENİZCİLİK SEKTÖRÜNDE SERA GAZI EMİSYONLARI HAKKINDA GELİŞMELER

Cemil Yücel TALAY[1] ve Merve Kübra TÜTER[2]

ÖZET

01.07.2015 tarihinde yürürlüğe giren EU 2015/757 MRV Regülâsyonu ile hem Avrupa Birliği hem de IMO kanadında denizcilik sektöründe CO_2 izleme, raporlama ve doğrulama süreçleri gündeme gelmeye başlamıştır. Endüstri, havacılık sektörlerinden sonra denizcilik sektöründe de sera gazları emisyonları konusunda yasal zorunluluk getirilmiştir. Tamamlanan Avrupa Birliği Regülasyonuna göre ilk izleme dönemi 2018-2019 olarak netleştirildiği halde IMO tarafında bu süreç Ekim ayında düzenlenen MEPC70 toplantısının gündemine alınmıştır. Bu makalede Avrupa Birliği ve IMO tarafındaki MRV ile ilgili güncel gelişmeler, Türkiye'nin bu duruma karşı yaklaşımı, MRV sürecinde karşılaşılması muhtemel güçlükler incelenecektir.

Anahtar Kelimeler: Denizcilikte Sera Gazı Emisyonları, MRV, İzleme Planı, Emisyon Raporu

1.Giriş

Dünya ticaretinin %90'ının taşımacılığını yapan uluslararası denizcilik endüstrisi, küresel ekonominin işleyebilmesi için hayati önem arz etmektedir. Deniz taşımacılığı olmadan, kıtalararası ticaret, dökme yük hammadde taşımacılığı, işlenmiş yiyecek ve eşyanın ithalat/ihracatı mümkün olamayacaktır.[1] Dünyaki deniz taşımacılığına ait olan gemi sayısının artması ve uluslararası ticaret hacminin genişlemesi ile birlikte gemilerden salınan sera gazı emisyonları da artmaktadır. Uluslararası denizcilik, küresel emisyonların % 3,1 'ine[2] karşılık gelerek karbon salınımına en az yol açan taşıma şeklidir.[2] Deniz taşımacılığından kaynaklanan karbondioksit (CO_2) emisyonları ve azot oksitler (NOx), sülfür oksitler (SOx), metan (CH_4), parçacıklı madde (PM) ve karbon siyahı (BC) gibi diğer emisyonlar sonucu küresel iklim ve hava kalitesine etki etmektedir.[3] SO_X, NO_X regülâsyonlarına yönelik uygulamalar IMO üye devletleri tarafından kabul edilen ve MARPOL 73/78 Ek-VI ile yürürlüğe giren, bayrak devleti ve liman devleti kontrolü ile uygulanan kurallar çerçevesinde gerçekleşmektedir. Son zamanlarda bu emisyonların içine CO_2 emisyonları da dâhil edilmek istenmektedir. Gemilerde CO_2 emisyonu izlemesi, raporlanması ve doğrulanmasına yönelik hem IMO hem de AB komisyonu tarafından zorunluluklar getirilmektedir. Bu bildiri bu kapsamda yapılan çalışmalar hakkında bilgi vermek amacıyla hazırlanmıştır.

1 Türk Loydu İktisadi Vakfı İşletmesi, Deniz Sektörü, Sörveyör, Tel: 0216 581 38 39, e-posta: ytalay@turkloydu.org
2 Türk Loydu İktisadi Vakfı İşletmesi, Endüstri ve Belgelendirme, Çevre Mühendisi, Tel: 0216 581 38 94, e-posta: mtuter@turkloydu.org

2. Sera Gazlarının İncelenmesi

Enerjinin verimli kullanılmasının önemi ve sera gazı salınımlarının çevre üzerinde yarattığı olumsuz etki ile ilgili anlayış Kyoto Protokolünün yürürlüğe girmesiyle dikkate alınmıştır. Bu protokolde bahsedilen emisyonların kaynakları kategorize edilmiş olup taşımacılık sektörü de bu kategorilerden birini oluşturmaktadır.[4] Denizcilik sektörü, Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) tarafından kabul edilen uygulanabilecek teknik ve operasyonel önlemlerle, CO_2 salınımını azaltmak için yasal olarak bağlayıcı bir küresel anlaşma ile hâlihazırda kapsanan tek endüstriyel sektördür. [5]

Gemilerden kaynaklanan emisyonların ana kaynağı egzoz gazıdır. Karbondioksit ise gemilerin yaydığı en önemli sera gazıdır. Hem miktar hem de küresel ısınmaya etkisi bakımından gemilerden kaynaklanan diğer sera gazları daha az önem taşımaktadır. [6]

Deniz taşımacılığında 2007 yılı içinde 1100[2] milyon ton CO_2 salınmış olduğu ve bu miktarın 2007 yılındaki küresel emisyonların % 3,5'üne[2] denk geldiği tahmin edilmektedir. Orta düzeydeki emisyon senaryoları, gerekli önlemlerin alınmamasında 2050 yılına kadar dünya ticaretindeki büyümenin bir sonucu olarak 2007 yılına kıyasla gemi emisyonların %200 ile %300 arası artacağını göstermektedir. Teknik ve operasyonel tedbirler sera gazlarının salınımının azaltılması için önemli bir potansiyel olarak tespit edilmiştir. Bu tedbirlerin birlikte uygulanmaları neticesinde sera gazlarının mevcut seviyelerden % 25-75 oranda azaltılabileceği ifade edilebilmektedir.[6]

2014 yılında IMO'nun sera gazları ile ilgili üçüncü çalışmasındaki verilere dayanarak, dünya ticaretinin %90'ı oluşturan uluslararası deniz taşımacılığı dünyadaki toplam sera gazı emisyonlarının 2007 de %2.8 'ini[2] oluşturmasına kıyasla 2012 yılında sadece %2.2 'sini[2] oluşturmuştur. Deniz taşımacılığından kaynaklanan toplan emisyon miktarı aynı dönemde %10 azalmıştır. Küresel denizcilik endüstrisi, tonaj mil başına CO_2 emisyonlarını 2020'ye kadar %20'den daha fazla oranda düşürme yolunda emin adımlarla ilerlemektedir. 50 yıldan fazladır, küresel hukuk çerçevesinde IMO başarılı bir şekilde çalışma yürütmektedir.[5]

Tablo 1. Küresel CO 2 emisyon salınımın, deniz taşımacığından kaynaklanan CO_2 emisyon salınımı ile karşılaştırılması. (değerler milyon tondur)

Yıl	Küresel CO_2	Toplam Denizcilikten	% Global	Uluslararası Denizcilik	% Global
2007	31,409	1,100	%3.5	885	%2.8
2008	32,204	1,135	%3.5	921	%2.9
2009	32,047	978	%3.1	855	%2.7
2010	33,612	915	%2.7	771	%2.3
2011	34,723	1,022	%2.9	850	%2.4
2012	35,640	938	%2.6	796	%2.2
Ortalama	**33,273**	**1,015**	**%3.1**	**846**	**%2.6**

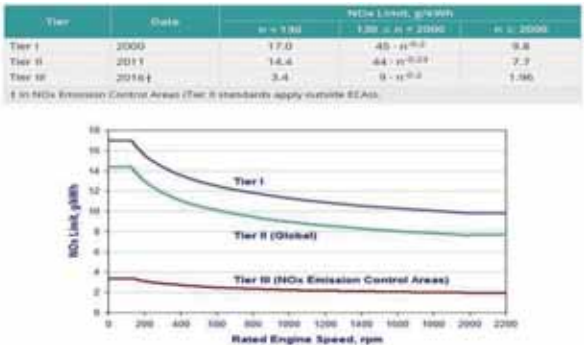
3. IMO (Uluslararası Denizcilik Örgütü) Yaklaşımı

MARPOL 73/78 Sözleşmesi'ni değiştiren 1997 Kyoto Protokolü ile "Gemilerden Kaynaklanan Hava Kirliliğinin Önlenmesi için Kurallar" isimli Ek VI Sözleşme'ye eklenmiş ve 19 Mayıs 2005 tarihinde yürürlüğe girmiştir. MARPOL, 1997 Protokolü uyarınca, ozon tabakasına zarar veren emisyonların salınımın önlenmesi ile gemilerin baca gazlarından çıkan azot oksit (NO_X) ve kükürt oksit (SO_X) içeren emisyonların sınırlandırılmasına ilişkin yeni düzenlemeler getirmektedir.[7]

3.1 Yanma sistemleriyle NO_X emisyonlarının azaltımı

1 Ocak 2000 ve daha sonra inşa edilen gemilere yerleştirilmiş olan 130 kw ve üstü güce sahip olan tüm yeni gemi dizel motorlarının (emerjensi dizel jeneratör dışında) NOx emisyonu bakımından gerekliliklere uygun olması şartı getirilmiştir. Bu kapsamındaki gemiler için "Uluslararası Hava Kirliliğini Önleme Sertifikası'nın (IAPP) düzenlenmesi zorunlu hale getirilmiştir.[7]

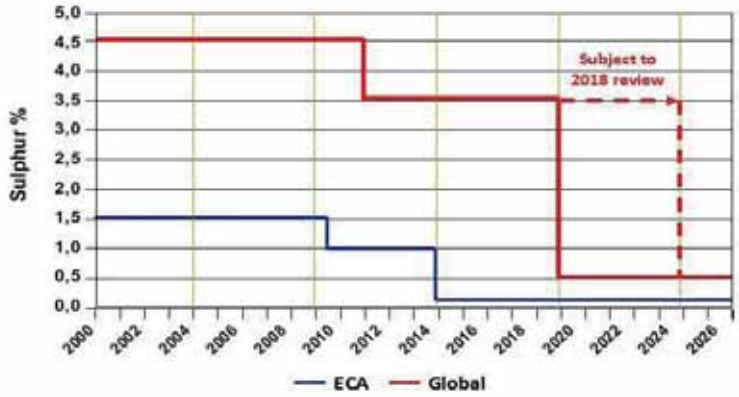
Tablo 2. Marpol Ek VI- NOX Emisyon Limitleri



3.2 Yakıt kalitesiyle SO_X emisyonların azaltımı

Bu ek 400 GRT ve daha büyük tonajda uluslararası sefer yapan tüm gemileri, sabit ve yüzer sondaj üniteleri ile diğer platformları kapsar.[7]Bununla birlikte emisyonların kademeli düşüş sağlanması öngörülmüş ve Emisyon Kontrol Sahaları (ECA) kavramı tanımı getirilerek, belirli bölgelerde hava kirleticilerin salınımının daha da azaltılması sağlanmıştır. Gemilerde kullanılan fuel oil sülfür oranı 1 Ocak 2012 öncesi %4,5 olması, 1 Ocak 2012 ve sonrası %3,5'e düşürülmesi ve 2018 yılında yakıt piyasası tedarik koşullarının izin vermesi şartıyla da 1 Ocak 2020 ve sonrasında %0,5'e düşürülmesi öngörülmektedir.[4]

Tablo 3. IMO SOX azatlımı için zaman çizelgesi



3.3 Enerji verimliliği kullanılarak CO_2 emisyonların azaltılması

MARPOL EK VI' ya getirilen diğer bir önemli değişiklik ise MEPC'nin Temmuz 2011 tarihindeki 203(62) oturumunda alınan kararı ile getirilen ve EK VI' ya "Gemilerde Enerji Verimliliği ilişkin Kurallar" başlığı altında eklenen düzenlemelerdir.[4] Bu kurala göre 1 Ocak 2013 yılında yürürlüğe girecek şekilde 400 grostondan büyük yeni gemiler için Enerji Verimliliği Dizayn Endeksini ayrıca mevcut gemiler içinse Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planını zorunlu kılmıştır. Bununla birlikte Enerji Verimliliği Operasyon Endeksi de mevcut gemiler için gönüllü olarak gerçekleştirilmektedir.

Tablo 4. Enerji Verimliliği Planı

3.4 Yakıt tüketimiyle ilgili veri toplama sistemi

Uluslararası deniz taşımacılığından kaynaklanan sera gazı emisyonlarının kontrol altına alınması için, IMO tarafından yeni kuralların kabul edilmesiyle önemli bir aşama kaydedilmiştir.

IMO tarafından kabul edilen yeni kurallar kapsamında, 5,000 grt ve daha büyük gemilerin kullandıkları bütün yakıt tipleriyle ilgili veriler, bununla birlikte taşımacılık işinin hesaplanmasında ek verileri de kapsayacaktır. Bu kapsamdaki gemiler uluslararası deniz taşımacılığından kaynaklanan emisyonların %85'ini kapsamaktadır. IMO tarafından toplanan bu veriler kabul edilen önlemlere ek olarak gelecekte alınabilecek kararlar için sağlam bir temel oluşturacaktır. Söz konusu kurallar 24-28 Ekim 2016 tarihlerinde gerçekleştiren IMO Deniz Çevresini Koruma Komitesi oturumunda (MEPC 70) kabul edilmiştir.

Yakıt verilerini toplama sisteminin analizi, MEPC üç aşamalı bir süreç sonunda kendisine ulaşacak verileri nesnel, şeffaf ve kapsamlı bir politika belirlemeye yönelik tartışmaların ilk adımını oluşturacaktır. Ayrıca, uluslararası deniz ticaretinden kaynaklanan sera gazı emisyonlarını azaltmak ve enerji verimliliğini arttırmak için yeni tedbirlere ihtiyaç olup olmadığının analizi de yine bu verilerin yardımıyla gerçekleştirilecektir.

IMO sera gazı emisyonların azaltılmasına yönelik olarak yol haritasını belirlemiş olup, 2018 yılı itibariyle etkin bir şekilde bunu hayata geçirecektir.

MEPC'nin konuyla ilgili bir diğer kararı da, gemilerden kaynaklanan sera gazı emisyonlarını ele alacak bir çalışma grubunun kurulmasıdır. Grubun ilk toplantısını (IMO Konseyi'nin onayını aldıktan sonra) MEPC 71'e yakın bir tarihte, muhtemelen 2017 yılının ortalarında yapması planlanmaktadır

Yakıt verisi toplama sistemi kapsamında her takvim yılı bitiminden sonra toplanan veriler geminin bayrak devletine bildirilecektir. Verilerin uygun olarak rapor edildiğini tespit eden bayrak devletleri gemiye uygunluk belgesi verecektir. IMO toplanan bu verilerin özetini MEPC'ye verilmek üzere raporlayacaktır.

MEPC, bahsi geçen zorunlu gereksinimleri MARPOL Ek VI, Bölüm 4'te yasal değişiklikler olarak kabul etmiştir. Bu değişikliklerin,1 Mart 2018 tarihinde yürürlüğe girmesi beklenmektedir.[8,12]

4. Avrupa Birliği Yaklaşımı

4.1 Kuralın geçmişi

Avrupa komisyonu 2011 yılında Avrupa Birliğine sunduğu *White Paper* 'da deniz taşımacılığından kaynaklanan emisyonların 2050 yılına kadar 2005 seviyelerinden en az %40 hatta mümkünse %50 azaltılması gerektiğini önermiştir.[9] Avrupa Birliği IMO ve benzeri uluslararası kuruluşlarla birlikte çalışmaya gayret etmesini önerirken buna rağmen uluslararası deniz taşımacılığı Avrupa Birliğinin mevcut emisyon azaltma hedefleri kapsamına girmemektedir. Avrupa Komisyonu 2013 yılında denizcilikten kaynaklanan emisyonların azatlımı maksadıyla Avrupa Birliğinin emisyon azatlımı politikalarıyla entegre olması için bir strateji düzenledi. [10]

Bu strateji üç aşamadan oluşmaktadır; [10]

1- Avrupa Birliği limanlarını kullanan büyük gemilerin CO_2 emisyonlarının izlenmesi, raporlanması ve doğrulanması.
2- Deniz taşımacılığı için sera gazı azaltma hedefleri
3- Orta ve uzun vadede piyasaya dayalı tedbirler de dâhil olmak üzere ilave tedbirler

EU MRV 757/2015 (İzleme, Raporlama ve Doğrulama) Regülâsyonu 29 Nisan 2015'te Avrupa Birliği tarafından kabul edilmiştir. Bu regülasyon deniz taşımacılığından kaynaklanan CO_2 emisyonları ve deniz taşımacılığı ile ilgili diğer bilgilerin de izlenmesi, raporlanması ve doğrulanması için bir yasal çerçeve oluşturmaktadır. [10] Kural yayınlanan regülasyon ile birlikte 1 Temmuz 2015 yılında yürürlüğe girmiştir.

4.2 İzleme, raporlama ve doğrulama yönetmeliği (EU 757/2015 MRV Regulation)

4.2.1 Kuralın kapsamı

EU MRV 757/2015 Regülâsyonu, deniz taşımacılığından kaynaklanan CO_2 emisyonlarının uygun maliyetle azaltılmasını teşvik etmek için, bir Üye Devletin yetki sınırlarında limanlarına giren veya limanlarından ayrılan gemilerden yayılan karbondioksit (CO_2) emisyonlarının ve diğer ilgili bilgilerin doğru bir şekilde izlenmesi, raporlanması ve doğrulanması için gereken kuralları belirlemektedir. Bununla birlikte yönetmeliğin kapsamı; son uğrak limanından bir Üye Devletin yetki sınırlarındaki bir uğrak limanına veya bir Üye Devletin yetki sınırlarındaki bir uğrak limanından, bir sonraki uğrak limanına ve bir Üye Devletin yetki sınırları içindeki limanlar arasında yapılan seferler sırasında CO_2 emisyonu yayan, 5.000 gros tonilatonun üzerindeki gemiler için geçerlidir. Aynı zamanda kural savaş gemileri, yardımcı gemiler, balık tutma veya balık işleme gemileri, basit yapılı ahşap gemiler, mekanik araçlarla çalışmayan gemiler veya ticari amaçla kullanılmayan hükümete ait gemileri kapsamamaktadır.[3]

4.2.2 MRV uygulama planı

Regülasyon kapsamında Avrupa Birliği limanlarını ziyaret eden gemiler için şirketlerin belirli bir zaman çizelgesine bağlı uymaları gereken kurallar vardır.

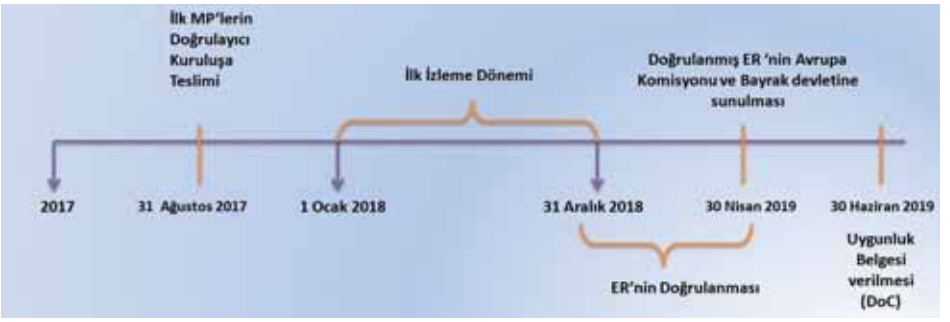
Şirketler 31 Ağustos 2017 tarihine kadar akredite olmuş doğruluyuculara verilmek üzere sorumlulukları altında işlettikleri gemilerin her biri için eksiksiz ve şeffaf belgelerden oluşan bir izleme planı sunmalıdır. Akredite olmuş doğrulayıcılar kendilerine sunulan izleme planlarını değerlendirir.

1 Ocak 2018-31 Aralık 2018 arası ilk izleme ve raporlama dönemi olarak geçer. Bu dönemde şirketler sorumlulukları altında işlettikleri gemilerin her biri için CO_2 emisyonu, yakıt tüketimi diğer parametrelerle birlikte geminin ortalama enerji verimliliğini

hesaplamak için gidilen mesafe, denizde geçirilen süre ve taşınan yük gibi bilgileri kapsayan bir emisyon raporu hazırlamak zorundadırlar.[10] 2019'dan itibaren, her yıl 30 Nisan'da şirketler sorumlulukları altındaki her geminin tüm raporlama dönemi için CO_2 emisyonları ve diğer ilgili bilgilerle ilgili bir emisyon raporu hazırlayıp, akredite olmuş doğrulayıcı tarafından kabul edilebilir olduğu doğrulandıktan sonra, Komisyona ve ilgili Bayrak Devletlerinin mercilerine sunacaktır.[3]

2019 yılından itibaren her yıl 30 Haziranda önceki raporlama dönemindeki faaliyetleri yerine getiren ve Avrupa Birliği limanlarına uğrayan gemiler akredite olmuş doğrulayıcılar uygunluk belgesi vererek ve bu belge gemide bulundurulacaktır. Bu uygunluk belgesi üye devletlerin yetkilileri bakımından incelenebilir.[3,10]

Tablo 5. MRV Uygulama Planı



4.2.3 İzleme ve raporlama temel ilkeleri

Şirketler bir raporlama dönemi boyunca tüm gemilerini ilgili parametrelere göre izleyecek ve raporlayacaktır. Şirketler, izleme ve raporlamayı bir Üye Devletin yetki sınırlarına giren tüm limanlarda, ilgili Üye Devletin yetki sınırlarındaki bir limandan veya limana yapılan tüm seferler için uygulayacaktır. İzleme ve raporlama eksiksiz olacak ve gemiler denizdeyken veya limandayken, yakıtların yanması sonucu yayılan CO_2 emisyonlarını kapsayacaktır. Şirketler, belirlenen CO_2 emisyonu değerlerinin sistematik olarak veya kasten hatalı olmadığından emin olacaktır.[3]

4.2.4 CO_2 emisyonlarını izleme yöntemleri

Şirket izleme planında, sorumluluğunu üstlendiği her geminin yakıt tüketimini hesaplamak için hangi izleme yönteminin kullanılacağını belirleyecek ve yöntem seçildiğinde, tutarlı bir şekilde uygulandığından emin olacaktır. Tüketilen yakıt miktarını hesaplamak için belirlenen dört yöntem bulunmaktadır.

- ***Yakıt İkmali Bildirim Formu ve yakıt tanklarının periyodik stok sayımı***; BDN' de

tanımlanan yakıt niteliğinin ve türünün tank okumaları baz alınarak belirlenen yakıt tanklarının periyodik stok sayımının birleştirilmesine dayanır.
- ***Gemide yakıt tankının izlenmesi;*** Gemideki tüm yakıt tanklarının yakıt tankı okumalarına dayanır. Tank okumaları günlük olarak gemi denizdeyken veya gemi her yakıt ikmali yaptığında ya da yakıt harcadığında yapılır.
- ***Geçerli yanma işlemleri için akış ölçme;*** Gemide ölçülen yakıt akışlarınla birlikte ilgili CO2 emisyonu kaynaklarıyla bağlantılı tüm akış ölçme verileri, belirli bir dönemdeki toplam yakıt tüketimini tespit etmek için birleştirilir.
- ***Doğrudan CO_2 emisyonlarının ölçülmesi***; Egzoz gazının CO_2 konsantrasyonunun egzoz gazı akışıyla çarpılarak egzoz gazı bacalarındaki CO_2 emisyonu akışlarının belirlenmesine dayanır.[3]

4.2.4 İzleme raporunun içeriği ve sunumu

31 Ağustos 2017 itibariyle, şirketler gemilerinin her biri için doğrulayıcılara CO_2 emisyonlarını ve diğer ilgili bilgilerin izlenmesi ve raporlanması için seçilen yöntemi belirten bir izleme planı sunacaklardır. İzleme planı, ilgili geminin izlenme yönteminin eksiksiz, uygun ve şeffaf bir dokümantasyondan oluşması gerekmektedir. Ayrıca şirketler, bir geminin izleme planının geminin niteliğini ve işlevini yansıtıp yansıtmadığını ve izleme metodolojisinin geliştirilip geliştirilemeyeceğini düzenli bir şekilde, en az yılda bir kere kontrol etmeleri gerekmektedir. Regülasyonda belirtilen durumların gerçekleşmesi halinde, izleme planında değişiklik yapacak ve bunu fazla gecikmeden doğruluyucalara bildireceklerdir.

İzleme planını genel olarak, gemi ve şirket ile ilgili bilgiler, emisyon kaynakları, uygulanan prosedür, sistem ve sorumluluklar, seferler için faaliyet verilerinin belirlenmesinde kullanılan prosedürler, yakıt tüketimi ile ilgili prosedürler, kullanılan emisyon faktörleri, veri açıklarını kapatma yöntemleri, belirsizliğin belirlenmesi ve revizyon geçmişi gibi bilgileri içermektedir.[3]

Şirketler, şablonlar temel alınarak oluşturulan standartlaştırılmış izleme planlarını kullanacaklardır. Bu şablonlar, bunların tek tip uygulanması için gereken teknik kurallar da dâhil olmak üzere, Komisyon tarafından, uygulama kararlarıyla 4 Kasım 2016 tarihinde yayımlanmıştır. [11]

4.2.5 Raporlama dönemi içindeki izleme faaliyetleri

1 Ocak 2018 itibariyle, şirketler izleme planını temel alarak, CO_2 emisyonlarını belirlerken yakıt tüketim hesabı yöntemlerinden uygun olanını uygulayarak ve CO_2 emisyonlarını hesaplayarak, yıllık bazda her geminin yaptığı sefer başı CO_2 emisyonlarını izleyecektir.

Sefer başına izleme yapılırken; Kalkış ve varış tarihi ile saati de dâhil olmak üzere kalkış limanı ve varış limanı, toplamda harcanan her yakıt türünün miktarı ve emisyon faktörü, yayılan CO_2, alınan mesafe, denizde geçirilen zaman, taşınan yük ve taşımacılık işi gibi parametreleri izleyecektir. Bununla birlikte, raporlama dönemi boyunca geminin tüm seferleri bir Üye Devletin yetki sınırlarındaki bir limanda başlarsa veya biterse ve gemi,

raporlama dönemi boyunca 300'ün üzerinde sefer gerçekleştirirse sefer başına izleme sorumluluğundan muaf olabilir.

Yıllık bazda izleme yapılırken; toplamda harcanan her yakıt türünün miktarı ve emisyon faktörü, Regülasyon kapsamında yayılan toplam CO_2, Üye Devletin yetki sınırlarındaki limanlar arasında yapılan tüm seferlerden yayılan toplam CO_2 emisyonu, Üye Devletin yetki sınırlarındaki limanlardan kalkış yapan tüm gemi seferlerden yayılan toplam CO_2 emisyonu, Üye Devletin yetki sınırlarındaki limanlara yapılan tüm seferlerden yayılan toplam CO_2 emisyonu, Üye Devletin yetki sınırlarındaki limanlara demirleyen gemilerden açığa çıkan CO_2 emisyonu, alınan toplam mesafe, denizde geçirilen toplam zaman, toplam taşımacılık işi, ortalama enerji verimliliğini izleyecektir. [3]

4.2.6 Raporlama ve emisyon raporunun içeriği

2019'dan itibaren, her yıl 30 Nisan'da şirketler sorumlulukları altındaki her geminin tüm raporlama dönemi için CO_2 emisyonları ve diğer ilgili bilgilerle ilgili bir emisyon raporu hazırlayıp, bir doğrulayıcı tarafından kabul edilebilir olduğu doğrulandıktan sonra, Komisyona ve ilgili bayrak Devletlerinin mercilerine sunacaktır. Aynı zamanda şirket değişikliği söz konusu olduğunda, yeni şirket, sorumluluğu altındaki her geminin, sorumluluğunu üstlendiği ilgili geminin tüm raporlama dönemi boyunca Regülasyon gerekliliklerine uyduğundan emin olacaktır.

Emisyon raporu genel olarak; gemiyi ve şirketi tanımlayan genel bilgiler, geminin teknik verimliliği, emisyon raporunu değerlendiren doğrulayıcının kimliği, kullanılan izleme yöntemi bilgileri ve ilgili belirsizlik düzeyi, yıllık bazda izlenmesinin sonuçları gibi parametreleri kapsamaktadır. [3]

Emisyon raporu, elektronik şablonlar dâhil olmak üzere, otomatik sistemler ve veri alışverişi formatları kullanılarak sunulacaktır. Komisyon, uygulama kararları ile, elektronik şablonlar dâhil olmak üzere veri alışverişi formatlarını oluşturan teknik kuralları 4 Kasım 2016 tarihinde yayımlanmıştır. [11]

4.2.7 Doğrulama faaliyetleri ve doğrulama raporunun kapsamı

Doğrulayıcı, bir gemi şirketi veya işletmecisinden bağımsız olacak ve Regülasyon gereği talep edilen faaliyetleri kamu yararına yürütecektir. Bu amaçla, ne doğrulayıcı ne de aynı tüzel kişinin herhangi bir parçası, bir şirket veya gemi işletmecisi veya bir şirket sahibi olmayacak veya bunlar bünyesinde yer almayacak ve doğrulayıcı, şirketle bağımsızlığını ve tarafsızlığını etkileyecek ilişkilerden kaçınacaktır

Doğruluyacı, kendisine sunulan izleme planının gerekliliklere uygunluğunu değerlendirecektir. Doğrulayıcının değerlendirmesi sonucu uyuşmazlık olduğu tespit edilirse, ilgili şirket buna göre izleme planını revize edecek ve revize edilen planının raporlama dönemi başlamadan önce doğrulayıcı tarafından son kez değerlendirilmesi için sunacaktır. Raporlama dönemi sonunda ise doğrulayıcı, kendisine sunulan emisyon

raporunun gerekliliklere uygunluğunu değerlendirecektir. Doğrulayıcı özellikle, emisyon raporunda belirtilen CO_2 emisyonlarının ve diğer ilgili bilgilerin izleme planına uygun olarak belirlenip belirlenmediğini de değerlendirecektir.

Doğrulama değerlendirmesi, doğrulayıcı tarafından emisyon raporunda yanıltıcı beyan bulunmadığına dair makul güvenceyle sonuçlanırsa, doğrulayıcı, emisyon raporunun başarılı bir şekilde doğrulandığını belirten bir doğrulama raporu düzenleyecektir. Doğrulama raporu, doğrulayıcı tarafından yürütülen işle ilgili tüm konuları kapsayacaktır. Eğer, doğrulayıcı tarafından emisyon raporunun yanlış ifadeler veya Regülasyon gerekliliklerine uygunsuzluklar içerdiği şeklinde sonuçlanırsa, doğrulayıcı bunlarla ilgili şirketi vakitlice bilgilendirecektir. Buna göre şirket, doğrulama sürecinin zamanında tamamlanması için yanlış ifadeleri veya uygunsuzlukları düzeltecek ve doğrulayıcıya, revize edilen emisyon raporu ile tespit edilen uygunsuzlukların düzeltilmesi için gereken diğer bilgileri sunacaktır. Doğrulama raporunda doğrulayıcı, doğrulama değerlendirmesi sırasında tespit edilen yanlış ifadelerin veya uygunsuzlukların şirket tarafından düzeltilip düzeltilmediğini belirtecektir.

Doğrulayıcı, yerleştirilen motor gücü gibi gemi özellikleri ve gemi izleme verilerine dayanan tahmin verileriyle raporlanan CO_2 emisyonlarını karşılaştırarak, izleme ve raporlama ile ilgili olası riskleri belirleyecektir. Ciddi sapmalar bulunduğunda, doğrulayıcı daha detaylı incelemeler yürütecektir. Doğrulayıcı, kullanılan tüm metodolojileri ve veri kaynaklarını inceleyerek farklı hesaplama adımlarıyla ilgili olası riskleri belirleyecektir. Doğrulayıcı, kullanılan izleme yöntemlerinin doğruluğuyla ilgili belirsizlik düzeyini azaltmak için şirket tarafından uygulanan etkili risk kontrolü yöntemlerini göz önünde bulunduracaktır.

İzleme planlarını ve emisyon raporlarını değerlendiren ve Regülasyon söz edilen doğrulama raporlarını ve uygunluk belgelerini düzenleyen doğrulayıcılar, (EU) 765/2008 sayılı Yönetmelik uyarınca, ulusal bir akreditasyon kuruluşu tarafından bu Yönetmelik kapsamındaki faaliyetler için akredite edilecektir. [3]

Doğrulayıcıların doğrulama faaliyetlerine yönelik daha detaylı kurallar ve akreditasyon yöntemlerinin daha detaylı belirlenebilmesi için komisyon 29 Temmuz 2016'da daha önce delege edilen düzenlemeleri kabul etmiştir. Bu düzenlemeler yönetmelikte belirtilen doğruluyucaların doğrulama faaliyetlerini ve akreditasyonunu daha kapsamlı anlatmakla beraber daha yürürlüğe girmemiştir.

4.2.8 Uygunluk belgesi

Emisyon raporunun, gereklilikleri yerine getirmesi halinde, doğrulayıcı, ilgili gemi için doğrulama raporuna dayanarak bir uygunluk belgesi düzenleyecektir. Uygunluk belgesi, geminin tanımı, armatörün adı, adresi ve faaliyet merkezi, doğrulayıcının tanımı, uygunluk belgesinin düzenlenme tarihi, geçerlilik süresi ve karşılık geldiği raporlama dönemi bilgilerin içerecektir.

Bir raporlama döneminin bitimini takip eden yılın 30 Haziran tarihi itibariyle, bir Üye Devletin yetki sınırlarındaki bir limana gelen veya limandan ayrılan ve söz konusu raporlama dönemi boyunca sefer düzenleyen gemiler geçerli bir uygunluk belgesi

bulunduracaktır. Her Üye Devlet, yetki sınırlarındaki bir limanda bulunan geminin denetiminde, gemide geçerli bir uygunluk belgesinin bulundurulup bulundurulmadığını kontrol edecektir. [3]

Komisyon, elektronik şablonlar dahil olmak üzere veri alışverişi formatları için teknik kuralları belirlemiştir. Komisyon tarafından, uygulama kararlarıyla 4 Kasım 2016 tarihinde yayımlanmıştır. [11]

4.2.9 Bilgilerin ve komisyon raporunun yayınlanması

Komisyon, her yıl 30 Haziran'da raporlanan CO_2 emisyonu bilgilerini ve Regülasyonda belirtilen bilgileri kamuya açıklayacaktır. Komisyon, gemilerin türüne, büyüklüğüne, faaliyetine veya diğer gerekli görülen kategorilere göre deniz taşımacılığından kaynaklanan CO_2 emisyonlarının ve enerji verimliliğinin değerlendirilmesine olanak tanımak ve halkı bu konuda bilgilendirmek amacıyla, toplanan ve açıklanan sonuçlar da dâhil olmak üzere, deniz taşımacılığından yayılan CO_2 emisyonları ve diğer ilgili bilgilerle ilgili yıllık rapor yayınlayacaktır. [3]

5. İzleme, Raporlama ve Doğrulama Sürecinde Yaşanabilecek Güçlükler

Bu alanda yaşanması muhtemel sıkıntıları şu şekilde özetleyebiliriz;

- Emisyon kaynaklarının izleme planlarına eksik kaydedilmesi,
- Yakıt tiplerindeki değişikliklerin göz ardı edilmesi,
- Ölçüm cihazlarına yönelik kalibrasyon sıklığı,
- Belirsizlik hesaplamaları,
- Veri boşluğuna yönelik kontrol faaliyetleri,
- Toplam emisyon beyanının yarattığı önemlilik seviyesi vs. olarak belirtilebilir

6. Türkiye'nin Yaklaşımı

Türkiye ECA'ya dâhil olmamakla beraber MARPOL EK VI'ya taraf olduğu için Sözleşme gerekliliklerini uygulamaktadır. Ayrıca ECA'ya dâhil olan alanlardaki gibi, kendi sularımızda düşük sülfürlü yakıt kullanılması için "Bazı Akaryakıt Türlerindeki Kükürt Oranının Azaltılmasına İlişkin Yönetmelik" oluşturulmuştur. 01 Ocak 2012 tarihinden itibaren kendi iç sularımızda ve rıhtımdaki gemilerde %0,1 sülfür seviyesini geçmeyen ve bayrak ve sefer başlangıç noktası bakılmaksızın düzenli sefer yapan yolcu gemilerinde %1,5 sülfür seviyesini geçmeyen yakıt kullanılması gerekmektedir. Bununla birlikte boğazlardan geçen transit gemiler de bu kuralların dışına bırakılmıştır. [1]

Türkiye'de deniz taşımacılığından kaynaklanan emisyon salınımı geçmiş yıllara göre artış göstermektedir.Türkiye sadece uluslararası kurallara tabi olmakla birlikte kendi

karasularında mevzuat çıkararak kükürt salınımını sınırlandırmıştır. Türkiye benzer uygulamayla Avrupa Birliği üyesi olmamakla beraber kendi iç mevzuatıyla Avrupa Birliği kapsamında uygulanacak olan İzleme, Raporlama ve Doğrulama yönetmeliğine benzer uygulamaları başlatabilir.

7. Sonuç

Uluslararası taşımacılığın büyük bir bölümünü oluşturan deniz taşımacılığı ve uluslararası endüstri olan denizcilik, verimli işleyebilmek için küresel hukuki çerçeveye dayanmakta ve aynı kuralların uygulanmasına ihtiyaç duymaktadır. Aksi taktide, kargaşa ve ciddi iş kaybı olacaktır. Avrupa Birliği deniz taşımacılığından kaynaklanan emisyonların izlenmesi, raporlanması ve doğrulanması hakkında yürürlüğe koyduğu *EU MRV 757/2015* Regülasyonu ile denizciliğin küresel çapta neden olduğu emisyonların saptanmasında ilk adımı atmıştır.Diğer yandan IMO ise denizcilik sektöründe enerji verimliliğin geliştirilmesi konusuna önem verdiğini uygulamaya koyduğu SEEMP ve EEDI, EEOI ile bizlere göstermektedir. IMO aynı zamanda küresel karbon bildirim sisteminin düzenlenmesi için çalışmalar yapmıştır. Yapılan son MEPC 70 toplantısında konular ele alınmış uygulamaya koyulması için kararları MEPC 278(70) ile kabul etmiştir. IMO'nun uygulamaya koyacağı kurallarla birlikte küresel emisyon ölçümü daha efektif olarak uygulanacaktır ve ileride getirilecek sınırlamalarla enerji verimliliği konusu daha da önem arz edecektir.

8. Kaynaklar

[1] www.denizticaretodasi.org.tr/Sayfalar/iklimdegisikligi.aspx, İklim Değişikliği, Emisyonlar

[2] IMO, Third IMO Green House Gas Study 2014, 2015,

[3] Monitoring, reporting and verification of carbon dioxide emissions from maritime transport, and amending Directive 2009/16/EC, Regulation (EU) 2015/757 European Parliament and of the Council, 29 April 2015

[4] ARAT E. Gemilerin operasyonel enerji verimliliğinin analizi ile gemilerde enerji verimliliğine ilişkin ulusal mevzuat uyarlaması, Ekim 2014

[5] Shipping, World Trade and Reduction of CO2 Emissions, International Chamber of Shipping (ICS), 2014

[6] IMO, Second IMO Green House Gas Study 2009

[7] http://imo.udhb.gov.tr/TR/19Marpol.aspx Mevzuat Bilgi Sistemi, Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı

[8] http://www.denizticaretodasi.org.tr/Sayfalar/haberdetay.aspx?haber=1110 Deniz Ticaret Odası, 28-10-2016 MEPC 70 basın duyurusu.

[9] Roadmap to a Single European Transport Area – Towards a competitive and resource efficient transport system, White Paper, 28.02.2011 Brussels

[10] http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/shipping/index_en.htm European Strategy, Reducing emissions from the shipping sector, EU Climate Action.

[11] Implementing Regulation (EU) 2016/1927 on templates for monitoring plans, emissions reports and documents of compliance pursuant to Regulation (EU) 2015/757 of the European Parliament and of the Council on monitoring, reporting and verification of carbon dioxide emissions from maritime transport, 04.11.2016

[12] http://www.imo.org/en/MediaCentre/PressBriefings/Pages/28-MEPC-data-collection--.aspx New requirements for international shipping as UN body continues to address greenhouse gas emissions, 28-10-2016

THERMODYNAMIC DIESEL ENGINE CYCLE MODELING AND PREDICTION OF ENGINE PERFORMANCE PARAMETERS

Mustafa TUTİ[1] Zehra Şahin[2] and Orhan DURGUN[3]

ABSTRACT

The aim of the present study is to develop a computer code for determining complete cycle, performance parameters and exhaust emissions of diesel engines. For this purpose, a computer program has been used and improved with new assumptions. To compute diesel engine cycle, zero-dimensional intake and exhaust model given by Durgun, zero-dimensional compression, combustion and expansion model given by Ferguson have been used and improved with new assumptions. Using the developed computer program, complete engine cycle, performance parameters and exhaust emissions can be determined easily. The values of the cylinder pressure and engine performance parameters predicted by the presented model matched closely with the other theoretical models and experimental data. Also, this program can be adapted and used practically for various parametric, alternative fuel and water addition studies in diesel engines.

Keywords: Diesel engine cycle, Engine performance characteristics, Simulation Models, Computer Code

1.Introduction

Modern diesel engine cycles can be predicted by applying a variety of simulation models. These models are used for optimization of engine parameters, investigation of control strategies or evaluation phenomena that are difficult to measure. In practice, using engine cycle simulation methods, the number of expensive experiments studies could be reduced and very useful results could be obtained for prediction of engine design parameters in a short time. Thus, these simulation models reduce the cost and time necessitate for engine development. New simulation models are constantly in development and the capabilities of currently available tools are being extended and continually improved. Also, these models are found to be prominent tools for arriving at the optimum designs [1, 2, 3].

In the relevant literatüre, a number of modeling approaches [1-13] have been proposed and tested with various degrees of success.These models have been classified as phenomenological models and multi-dimensional models or fluid mechanics models [4]. Phenomenological models are based on empirical relations to describe or quantify the individual processes that occur in an engine, such as: intake and exhaust, fuel-air mixing, ignition delay, combustion, heat transfer. Furthermore, phenomenological models can be further classified as; single zone, two zone, three zone, and multizone models [1, 4]. Multidimensional models are based on numerical solution of the fundamental differential

1 Karadeniz Technical University, Faculty of Marine Science, Naval Architecture and Marine Eng.Dep., E-mail adress: mtuti@ktu.edu.tr
2 Karadeniz Technical University, Faculty of Engineering, Mechanical Eng. Dep.,E-mail adress: zsahin@ktu.edu.tr
3 Avrasya University, Faculty of Engineering and Architecture, Mechanical Engineering Dep., E-mail adres: orhan.durgun@avrasya.edu.tr

equations which govern the fluid motion and the combustion process [3, 5]. The governing equations are developed and solved for the combustion chamber which is divided into a fine geometric mesh. Although these models are capable of providing detailed information about both spatial and temporal resolution of the quantities of interest, they require large amounts of computer time and storage capacity [3, 5]. Thus, if it is desired to examine the effects of all parameters on combustion and pollutant emissions more practical methods such as phenomenological models must be used [4, 6].

Many phenomenological [4, 6, 7] and multidimensional model [8, 9] studies on diesel combustion, engine performance parameters and exhaust emission can be found in the literature. Tutak et al. [8] developed a computational fluid dynamics (CFD) model of a turbocharged diesel engine (1CT107) powered by diesel fuel. In the simulation tests, they analyzed the effects of the ignition timing on the thermodynamic parameters and emissions of toxic components. They verified the model of the test engine and it was then used to optimize the thermodynamics cycle for the test engine. They found that the engine model was at acceptable accuracy and it was suitable for emissions modeling. Savioli [9] developed a methodology to perform reliable CFD analysis for a 2-Stroke engine, with the support of a conventional steady flow test bench. This methodology is applied to a 2-Stroke engine prototype, for which a comprehensive set of experimental data is available. The achieved good agreement between simulation and experimental data shows the success of the proposed approach. Sahin and Durgun improved a multi-zone combustion model (phenomenological model) to predict the parameters of diesel engine cycles and performance. The values of the cylinder pressure and engine performance parameters predicted by this model matched closely with the other theoretical models and experimental data. Also, this program was adapted and used practically for various parametric and alternative fuel studies [4, 10-12]. Qi et al. [7] proposed a quasi-dimensional combustion model of diesel engine which is based on a new simplified phase-divided spray mixing model. The comparisons with the other methods show that the relative error of effective power and break specific fuel consumption (BSFC) is less than 2.8 % and the relative error of nitric oxide and soot emissions is less than 9.1 % [7]. Kökkülünk et al. [6] investigated a thermodynamic simulation model for a steam injected diesel engine for determining of engine characteristics and NO emissions by using zero-dimensional single-zone combustion approximation. By comparing thermodynamic simulation model with experimantal data, it can be seen that engine characteristics and NO emissions are closed to actual values at the levels of 1.5 % maximum error [6]. Phenomenological and multidimensional modelings are often used to determine the complete engine cycle, engine performance characteristics and exhaust emissions for various engines as well as diesel engines. By this way, very useful results have been obtained for developing diesel engines. For this reason, these models have constantly been developed.

It can be seen from the above summarized relevant publications that many phenomenological and multidimensional model for diesel engines have been developed in the literature. However, further improvements of the complete cycle models for diesel engines is very important. For this purpose, in the present study, a computer code has been used and developed with new assumptions to assess complete cycle, performance parameters and exhaust emissions of diesel engines.

2. Description of the Model

2.1. Thermodynamic simulation correlations

a) Calculation of compression, combustion and expansion strokes

In the present study, a computer program has been used for the prediction of diesel engine cycle and engine performance parameters. For calculation of DI diesel engine cycles, zero dimensional single-zone thermodynamic combustion model developed by Ferguson [13] has been used and modified with new assumptions. Here, a brief information about this model has been presented. In a diesel engine, the masses of burned fuel and air has been determined by using the following relations.

$$\frac{dm_a}{d\theta} = \frac{-m_l/\omega}{1+\phi F_s} \tag{1}$$

$$\frac{dm_f}{d\theta} = \frac{1}{\omega}\left(-\frac{m_l \phi F_s}{1+\phi F_s}\right) \tag{2}$$

$$\frac{dm}{d\theta} = -\frac{\dot{m}_l}{\omega} \tag{3}$$

where ω is the angular speed, ϕ is the equivalence ratio, F_s is the stoichiometric fuel-air ratio. Eq. (1, 2) and the following energy equation (4) have been applied to the cylinder contents.

$$\frac{dU}{d\theta} = -\frac{\dot{Q}_l}{\omega} - P\frac{dV}{d\theta} - \frac{\dot{m}_l h_l}{\omega} + \frac{\dot{m}_f h_f}{\omega} \tag{4}$$

In eq. 4, the left hand side terms show heat transfer, work, blowby energy and energy provided by injected fuel, respectively. Some terms in this equation have been expressed as follows.

$$\dot{Q}_l = h\left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b}\right)\left(T - T_w\right) \tag{5}$$

$$\frac{\dot{m}_{fi}}{m_{fi}} = \frac{\omega}{\theta_d \Gamma(n)}\left(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_d}\right)^{n-1} \exp\left[-\frac{(\theta-\theta_s)}{\theta_d}\right] \tag{6}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{Cm}{\omega} = \frac{C(m_a + m_f)}{\omega} \tag{7}$$

where b is the cylinder bore, T_w is the cylinder wall temperature, θ, θ_s and θ_d are the crank angle, the start of the injection, the injection duration respectively, m_{fi} is the total mass of fuel to be injected per cycle, $\dot{m}_{fi}$ is the mass of injected fuel, c is the blowby coefficient, h is the heat transfer coefficient, V is the volume of cylinder and Γ is the gamma function and it has been determined approximately from the related asymototic formula.

$$\ln\Gamma(n) = \left(n_1 - \frac{1}{2}\right)\ln(n_1) - n_1 + \frac{1}{2}\ln(2\pi) + \frac{1}{12n_1} - \frac{1}{360n_1^3} + \frac{1}{1260n_1^5} - \frac{1}{1680n_1^7} \tag{8}$$

where n_1 is the injection parametre and it could be selected as $1 \le n_1 \le 2$ for open combustion chamber; $3 \le n_1 \le 5$ divided combustion chamber. This value is highly dependent upon the design parameters and the fuel properties. In the present study, n_1 is selected as 1.3 for common-rail direct injection diesel engine. By solving these ordinary differential equations (1), (2) and (4) simultaneously during compression, combustion and expansion processes by using Runge-Kutta 5 method, V, m_a m_f and U can be calculated. Thus, by using these obtained U, V values and $U = mu(T,P,\phi)$, $V = mv(T,P,\phi)$, cylinder temperature and pressure have been calculated by using Newton-Raphson iteration. For determination of mean gas temperature and pressure values the following relations have been used.

$$T_{i+1} = T_i + \Delta T \tag{9}$$

$$p_{i+1} = p_i + \Delta p \tag{10}$$

$$\Delta T = \frac{-V\left[\dfrac{10\left(\dfrac{du}{d\theta}\right)}{p\dfrac{\partial \ln\upsilon}{\partial \ln p}} + \left(\dfrac{d\upsilon}{d\theta}\right)\left(\dfrac{\partial \ln\upsilon}{\partial \ln T} + \dfrac{\partial \ln\upsilon}{\partial \ln p}\right)\right]}{\dfrac{V^2}{T}\left[\left(-\dfrac{10c_pT}{pV} + \dfrac{\partial \ln\upsilon}{\partial \ln T}\right)\left(-\dfrac{\partial \ln\upsilon}{\partial \ln p}\right) + \dfrac{\partial \ln\upsilon}{\partial \ln T}\left(\dfrac{\partial \ln\upsilon}{\partial \ln T} + \dfrac{\partial \ln\upsilon}{\partial \ln p}\right)\right]} \tag{11}$$

$$\Delta p = \frac{-\frac{pV}{T}\left[\frac{10c_pT}{pV}-\frac{\partial \ln \upsilon}{\partial \ln T}\right]\frac{d\upsilon}{d\theta}-\frac{10\frac{du}{d\theta}\frac{\partial \ln \upsilon}{\partial \ln T}}{p}}{\frac{V^2}{T}\left[\left(-\frac{10c_pT}{pV}+\frac{\partial \ln \upsilon}{\partial \ln T}\right)\left(-\frac{\partial \ln \upsilon}{\partial \ln p}\right)+\frac{\partial \ln \upsilon}{\partial \ln T}\left(\frac{\partial \ln \upsilon}{\partial \ln T}+\frac{\partial \ln \upsilon}{\partial \ln p}\right)\right]} \quad (12)$$

In relations (11) and (12), thermodynamic properties such as c_p, h etc. have been calculated step by step by using determined pressure and temperature. To compute these properties, combustion products have been determined by Olikara and Borman's method. Here, thermodynamic properties at low and high temperatures have been computed by using FARG and ECP subroutine, which is developed by Ferguson. After determination of combustion products, various thermodynamic properties have been determined. In order to solve the differential equations (1, 2 and 4) given above, the RATES subroutines developed by Ferguson [13] have been modified and used. To solve temperature and pressure for U, V and ϕ, STATE subroutines developed by Ferguson [13] have been applied.

b) Calculation of intake and exhaust strokes

Intake and exhaust processes are computed by using Durgun's [14] method in which temperature and pressure at the end of the intake process have been calculated from properties of gas mixtures and Bernoulli equation, respectively, as follows:

$$T_a = \frac{(T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r)}{1+\gamma_r} \quad \text{(natural aspirated diesel engine)} \quad (13a)$$

$$T_a = \frac{(T'_c + \Delta T + \gamma_r T_r)}{1+\gamma_r} \quad \text{(turbocharged diesel engine)} \quad (13b)$$

$$p_a = p_0 - \Delta p_a \quad \text{(natural aspirated diesel engine)} \quad (14a)$$

$$p_a = p'_c - \Delta p_a \quad \text{(turbocharged diesel engine)} \quad (14b)$$

$$\Delta p_a = \left(\beta^2 + \xi\right)\frac{V_m^2}{2}\left(\frac{n}{n_N}\right)^2 \rho_a$$

where $\left(\beta^2 + \xi\right)$ is the total loss coefficient in the intake system, n and n_N are the actual engine speed and nominal engine speed, respectively, V_m is the maximum flow speed in the intake system, ρ_a is the density of air, γ_r is the coefficient of the residual gas, T_0, T'_c and T_r are the surrounding air, the compressor outlet air and residual gas temperatures respectively, and ΔT is the temperature variation of the intake charge flowing through intake channel, p'_c is the compressor outlet air pressure. In the presented study, residual

gases which exist in the cylinder have been taken into account by using coefficient of residual gases in the intake process calculations because these gases have an important effect on the intake gas properties. In the presented study, exhaust temperature has been chosen approximately at the beginning of cycle calculations. Then, after cycle calculations are completed, chosen and calculated the exhaust temperatures compared. If the difference ratio between these values is higher than 3%, the final value has been taken as T_r and the cycle calculation is performed again. This calculation procedure has been repeated iteratively until the difference ratio between these values becomes smaller than 3%. Thus, complete cycle control have been performed. Exhaust temperature calculation and this comparison procedure is done by using the following relations:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} \tag{15}$$

$$\left| \frac{T_r - T_1}{T_r} \right| \leq 3\% \tag{16}$$

where T_r, p_r are the calculated exhaust temperature and pressure values, respectively, T_1 is the selected exhaust gas temperature at the beginning of intake process, T_b, p_b are temperature and pressure values, respectively, at the end of the expansion stroke.

c) Calculation of engine performance parameters

In the present study, correction factor of indicator diagram φ_i has been used to take into account the valve timing, injection advance and ignition delay effects. Thus, indicated work and indicated efficiency obtained from gross cycle simulation have been corrected as follows.

$$\eta_i = \frac{w_i (1 + F_s \phi)}{F_s \phi (1\text{-}f) LHV} \varphi_i \tag{17}$$

where η_i is indicated efficiency, w_i is indicated work per unit mass, f is residual mass fraction, LHV is lower heating value of the fuel.

After determining the complete diesel engine cycle, engine performance parameters such as effective power, effective efficiency, and specific fuel consumption are calculated from the relationships given by Heywood [15] and Durgun [14]. In the presented study, effective engine characteristics have been computed by using the following mean effective pressure relationships given by Durgun [14], while generally indicated engine performance have been given in the literature.

$$p_{m,m} = 10(a + bV_{p,m}) \frac{p_c'}{p_{mi}} \qquad \text{(turbocharged diesel engine)} \tag{18}$$

$$p_{m,e} = p_{m,i} - p_{m,m} \quad (19)$$

For Renault K9K 700 type diesel engine, a and b values are selected as 0.089 and 0.0118, respectively. Eq. 18, $V_{p,m}$ is the mean piston speed and $p_{m,i}$ is the mean indicated pressure.

d) Calcutation of ignition delay

Ignition delay has been calculated by using Hardenberg and Hase [18] correlation:

$$\theta_{id}(CA) = \left(0.36 + 0.22 Vpm\right) \exp\left[E_a \left(\frac{1}{RuT} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21.2}{\left(p - 12.4\right)} \right)^{0.63} \right] \quad (20)$$

where $V_{p,m}$ (m/sec) is mean piston speed, Ru (kJ/kmole/K) is universal gas constant, p (bar) is cylinder pressure, T (K) is cylinder temperature, E_a (kJkmole) is activation energy. The activation energy E_a is given by E_a = 618,840/(CN-25) where CN is the cetane number of the fuel. The average cetane number for the diesel fuel used for model engine tests is specified to be 45.

3. Accuracy Control of the Present Model with Applications for NDF

In the present study, the accuracy of the newly developed model has been controlled comparing with the experimental and theoretical data given in the relevant literature [6, 7, 16, 19, 20]. For this purpose, numerical results obtained from the presented model are compared with the experimental and the theoretical data of which are accepted to be at sufficient accuracy in the literature**.** In the comparisons with the experimental ones, Tuti's [20], Kızıltan's [19], Kökkülünk's [6] and Kunpeng's [7] experiments have been employed. Also, in the comparison with the relevant theoretical study, the results of Ottikkuti's model [16] has been used. The obtained computational results and comparisons have been presented as various tables and figures.

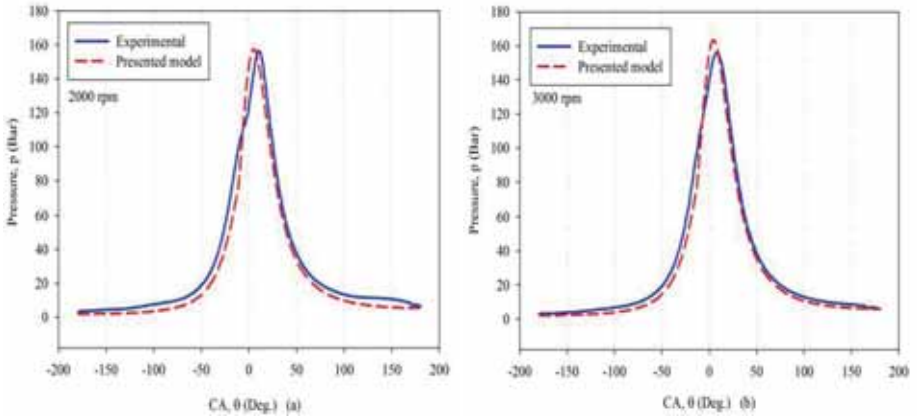
Here, firtsly the accuracy of the newly developed model has been controlled comparing with our experimental studies. These experiments were done in Mechanical Engineering Department KTU. In the experimental study, a turbocharged common-rail DI automotive diesel engine, Renault K9K 700 type, was used. The specifications of the test engine have been given in Table 1. Cylinder gas pressure was measured by using of an AVL GH12P type quartz pressure sensor without cooling [18, 20]. Detailed information about pressure measurment can be found in refs. [18, 21]. The cylinder pressure values obtained from the present model have been compared to cylinder pressure values obtained from the

experiments in Figs.1. As can be seen in Figs.1., the agreement between the predicted pressure values and the experimental results are generally good.

As shown in Fig.1.(a); the peak pressure for experiment at 2000 rpm is 156.34 bar and it occurs at 10° CA. On the other hand, the peak pressure value obtained from the present model is 157.23 bar and it occurs at 6° CA. It can be seen that the difference between these peak pressure values is 0.57%. The same results have been obtained for the other selected engine speeds. However, the maximum cylinder pressure values obtained from this model was found closely to the experimental results in the range of (0.57-4.5) % error rate at the selected engine speeds. It can be seen in Fig.1.(a) that the peak pressure angles for predicted model is earlier than that of experiment at 2000 rpm. Possible reasons for this differences can be explained given as follows.

Some working parameters of engine such as ignition advanced (IA), etc. are not known. Actually, this engine has an electronic control unit (ECU). So, there is not constant IA for various engine speeds and diesel fuel injection has been controlled by for considering optimum operating conditions. In the pesent study, IA has been calculated aproximately by using determined experimentally heat release rate diagram (HRR) and relation (20). By using HRR, the crank angle at the the beginning of the combustion (θ_{comb}) has been determined. By taking into account starting point of combustion and relation (20), IA has approximately been computed ($\theta_{inj} = \theta_{comb} - \theta_{id}$).

Renault K9K700 type turbocharged diesel engine has common rail injection system and injectors of this system has five hole. In the present model, this feature of the injection system has not been considered. In the modeling study, it is assumed that the nozzle of the injector has one hole (that is, total injected diesel fuel has been used as input data for develop programme). It is well known that numbers and diameter of the holes of the nozzle are very important to form homogeneous air-fuel mixtures. This effect has not been taken into account in the present model. Also, pilot injection has been applied in the used engine. Here, this effect has not also be taken into account.



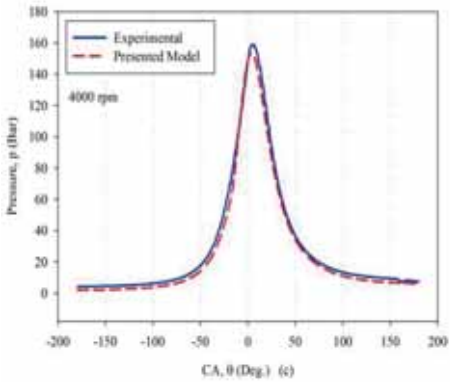


Fig.1. (a), (b) and (c) comparisons of cylinder pressure values obtained from the presented model with the experimental cylinder pressure data for 2000, 3000 and 4000 rpms.

In the present study, effective power and BSFC obtained from the present model have been compared with experimental results at (2000-4000) rpms in Figs.2. Effective power values obtained from the present model and experiment are 29.13 kW and 31.96 kW respectively at the 2000 rpm. Hence, the difference between the effective powers is 8.8%. BSFC values obtained from present model and experiment are 0.2004 kg/kWh and 0.2205 kg/kWh, respectively at the 2000 rpm. Hence, the difference between these BSFC values is 9.1% at this engine speed. The differences between the present model and experimental data in terms of effective power and BSFC have shown the same variations for the other selected engine speeds. The effective power and BSFC obtained from modelling have approached to experimental data at the range of (0.3-8.8) % and (1.7-9.1) % error rate, respectively at the seleced engine speeds. The reasons for these differences have been given above paragraph. Besides these, the mechanical efficieny of the test engine is also unknown and this has been computed by using the relation (18).

Table 1. Main specifications of the engines used for comparisons of theoretical results with experimental data (n_n is nozzle holes number) [6, 7, 16, 19, 20]

	ε	D(mm)	H(mm)	p_p(bar)	θ_s(°)	d_n(mm)	Z	n_n
Renault K9K	18.25	76	80.5	up to 2000	changed	0.12	4	5
Kızıltan	18-24	90	120	90-250	-22	0.36	1	1
Kökkülünk	17	108	100	175	-	-	1	-
Kunpeng	17	135	150	110	-10	0.36	1	4
Ottikkutti	16.8	106.5	127	120-490	-15	0.3	4	4

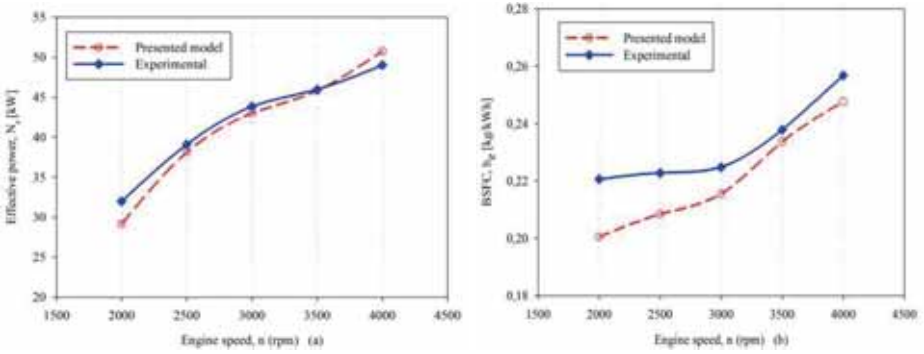


Fig.2. (a) and (b) Comparisons of effective power and BSFC values obtained from the presented model with experimental data

The other comparison has been performed by using Kızıltan's [19] experimental data. In Kızıltan's tests, a single cylinder, four-stroke, water cooled, variable compression ratio experimental engine manufactured by Tecquipment has been used. Main specifications of this test engine are given in Table 1. Comparisons of effective power and BSFC obtained from the presented model and Kızıltan's [19] experimental data have been shown in Figs.3 (a) and (b). As can be seen from these figures, the predicted results agree reasonably with the measured values. At 1300 rpm, the effective power computed by using the developed model for Kızıltan's engine has been obtained as 6.12 kW and the effective power given by Kızıltan was 5.615 kW. Thus, it can be seen that the difference between effective powers is 8.9 % at 1300 rpm. Also, BSFC values obtained from present model and experiment are 0.2647 kg/kWh and 0.281 kg/kWh respectively at the 1300 rpm. Hence, the difference between these BSFC values is 5.77%. For different speeds, the maximum error rate between effective power and BSFC was found to be approximately 11%. This could be attributed to not knowning some parameters of the engine and selecting these parameters approximately and using an insufficient relation of mechanical losses and mechanical efficieny originally given for multi cylinder vehicle engine. This relation may not be suitable for the used engine. Similar error rates were observed in Şahin's multi-zone thermodynamic model for Kızıltan's experimental results [4].

In another comparison, experimental results given by Kökkülünk et al. have been used. Kökkülünk et al. were used a single cylinder, four-stroke, DI diesel engine in their experimental study [6]. Table 1. shows the specifications of this engine. Fig.4 shows the comparison of cylinder pressure values obtained from the presented model with that of Kökkülünk's experimental data at 2200 rpm. As shown in Fig.4, the peak pressure for Kökkülünk's experiment at 2200 rpm is 68.13 bar and it occurs at 4° CA. On the other hand, the peak pressure value obtained from the present model is 67.74 bar and it occurs at 6° CA. It can be seen that the difference between these peak pressure values is 0.57 at this engine speed. Thus, a satisfactory conformity can be observed in Fig.4.

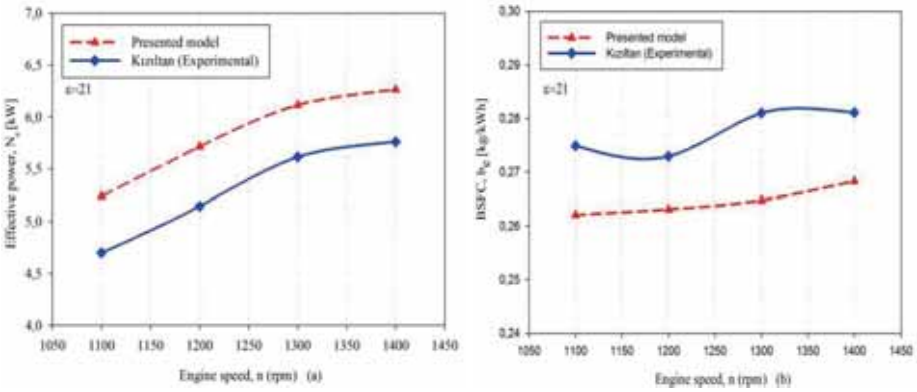


Fig.3. (a) and (b) Comparison of effective power and BSFC values obtained from the presented model and Kızıltan's experimental data

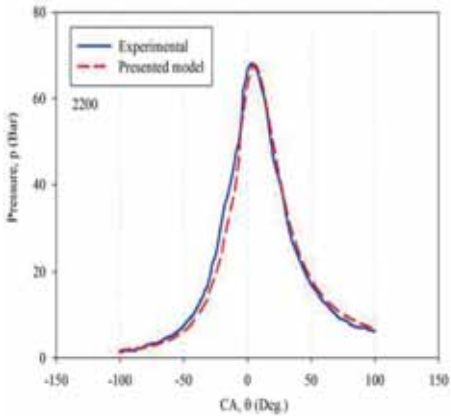


Fig.4. Comparisons of cylinder pressure values obtained from the presented model with the Kökkülünk's experimental data as a function of crank angle

Furthermore, effective power and BSFC obtained from the present model have been compared with Kökkülünk's data at (1700-2300) rpms in Figs.5. Effective power values obtained from the present model and experiment are 11.57 kW and 12.13 kW respectively at the 2000 rpm. Hence, the difference between these effective power values is 4.64%. The difference between the present model results and the experimental data in terms of effective power shows the same variation for all selected engine speeds. BSFC values obtained from present model and experiment are 0.2672 kg/kWh and 0.2827 kg/kWh respectively at the 2000 rpm. Hence, the difference between these BSFC values is 5.48%. The difference ratios of BSFC according to the engine speeds obtained from the presented model were at levels of (3-11) % error. It can be seen In Fig. 5(a) that, difference between BSFC values obtained from the presented model and Kökkülünk's experimental data increase while engine speeds

are increasing. This can be attributed to being used an empirical mean pressure of the mechanical losses relation originally developed for vehicle diesel engines as stated above. This equation may not be suitable for the used Kökkülünk's test engine.

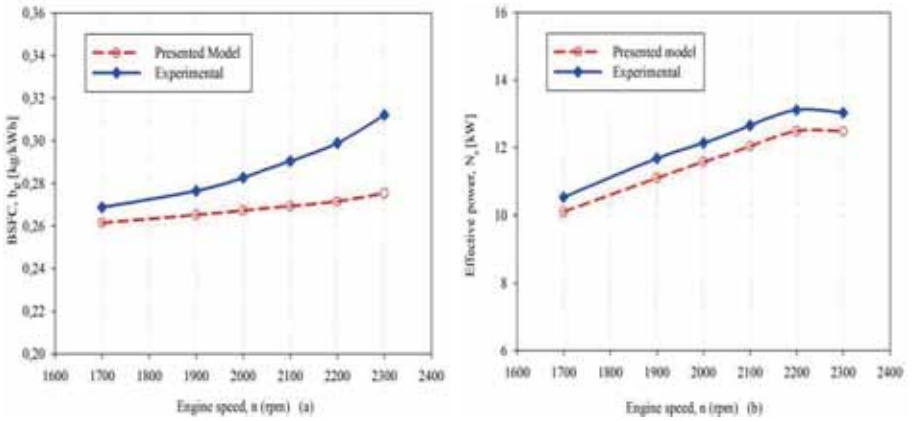


Fig.5. (a) and (b)Comparison of BSFC and effective power values obtained from the presented model and Kökkülünk's experimental data

Also, accuracy control of the present model have been performed by using Kunpeng's experimental data [7]. In the Kunpeng's experimental study, a single cylinder, four-stroke, and water cooled, 1135 naturally aspirated diesel engine were used. Main specifications of this test engine are given in Table 1. In Fig.6 cylinder pressure values obtained from present model have been compared with Kunpeng's experimental data for 1500 rpm. As shown in Fig.6, at 1500 rpm, the peak pressure of Kunpeng's is 69.6 bar and it occurs at 13°CA, while in the presented model peak pressure is 70.84 bar and it occurs at 6°CA. Also, at 1500 rpm, the effective power and BSFC computed from the presented model are 13.496 kW and 256 g/kWh respectively. The effective power and BSFC values given by Kunpeng's experimental results are 14.7 kW and 245 g/kWh respectively. Thus, it can be seen that the difference effective power and BSFC values are 8.2 % and 4.5 % respectively. This could be attributed to not knowning some parameters of Kunpeng's test engine and selecting approximately these parameters. Injection pressure and IA have also been selected approximately and these parameters affects cylinder presure values. Also, injection strategy of the Kunpeng's test engine is not completely comply with gamma function used in present model ore injection parameter n_1 of this function may not be chosen well.

In the comparison with the relevant theoretical study, the results of Ottikkuti's model has also been used [16]. The numerical results obtained from the presented model are compared with the theoretical results of Ottikkuti. In this theoretical study, Ottikkuti was used a 4 cylinder, four-stroke and turbocharged diesel engine. Main specifications of this test engine are given in Table 1. Effective power, the mean indicated pressure ($p_{m,i}$) and indicated

thermal efficiency (η_i) values obtained from the present model are compared with that of Ottikkutti's model. Effective power values obtained from the present model and Ottikkutti's model are 56.6 kW and 54.24 kW respectively at the 1500 rpm. Hence, the difference between these effective power values is 4.16 %. $p_{m,i}$ values obtained from the present model and Ottikkutti's model are 10.46 bar and 11.22 bar respectively at the 1500 rpm. Hence, the difference between these $p_{m,i}$ values is 7.27 %. η_i values attained from the present model and Ottikkutti's model are 0.459 and 0497 respectively at this engine speed. These parameters show similar differences for 2100 rpm. Generally, effective power, $p_{m,i}$ and η_i values obtained from the present model showed maximum differences at the level of 9 % with Ottikkutti's model.

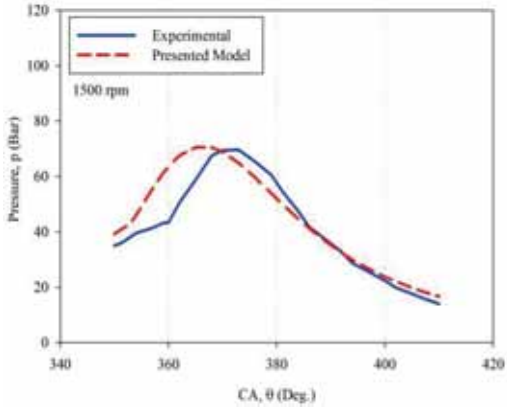


Fig.6. Comparisons of cylinder pressure values obtained from the presented model with Kunpeng's experimental cylinder pressure data as a function of crank angle

4. Conclusions

Results obtained from the development and verification studies and various applications of the presented diesel engine cycle model can be briefly summarized as follows:

1. The present model is able to predict the diesel engine cycles for neat diesel fuel. The model can predict the cylinder pressure and engine characteristics in good agreement with experimental and theoretical results and it can be applied easily and the run time is sufficiently low. Thus, it can be used effectively in various engine development and parametric studies.

2. Engine performance parameters and cylinder pressure values for only neat diesel fuel has been examined using present model. Actually, in the next studies we aimed to investigate the effect of addition of water to the intake air manifold in diesel engines by using this cycle model. Thus, this model will be adapted to addition of water to the intake air manifold of diesel engine in the near future. The theoretical studies on water addition have been started.

5. References

[1] Pasternak, M., Mauss,F., "Diesel Engine Cycle Simulation with a Reduced Set of Modeling Parameters Based on Detailed Kinetics", SAE, 01-0676, 2009.

[2] Shrivastava, R., Hessel, R., Reitz, R.D., "Cfd Optimization of DI Diesel Engine Performance and Emissions Using Variable Intake Valve Actuation with Boost Pressure, EGR and Multiple Injections ", SAE, 2002-01-0959.

[3] Bedford, F., Rutland, C., Dittrich P., Raab A., Wirbelit F., "Effects of Direct Water Injection on DI Diesel Engine Combustion", SAE J. Automot. Eng., 01-2938, 2000.

[4] Sahin, Z., Durgun, O., "Multi-zone Combustion Modeling for the Prediction of Diesel Engine Cycles and Engine Perf. Par.", Appl. Therm. Eng., 28, 2245-2256, 2008.

[5] Sindhu, R., Amba Prasad Rao, G., Madhu Murthy, K., "Thermodynamic Modelling of Diesel Engine Processes for Predicting Engine Performance", International Journal of Applied Engineering and Technology, Vol. 4 (2), 2014.

[6] Kökkülünk, G., Gonca, G., Ayhan, V., Cesur, I., Parlak, A., "Theoretical and Experimental Investigation of Diesel Engine with Steam Injection System on Performance and Emission Parameters", Applied Thermal Eng., 54, 161-170, 2013.

[7] Qi, K., Feng, L., Leng, X., Du, B., Long, W.,"Simulation of quasi-dimensional combustion model for predicting diesel engine perf.", Appl. Math. Model., 35, 930-40, 2011.

[8] Tutak, W., Jamrozik, A., "Validation and optimization of the thermal cycle for a diesel engine by computational fluid dynamics modeling", Appl. Math. Model., 40, 6293–6309,2016.

[9] Savioli, T., "CFD Analysis of 2-Stroke Engines", Energy Procedia, 81, 723-31, 2015.

[10] Durgun, O., Sahin, Z.. "Theoretical Investigation of Heat Balance in Direct Injection (DI) Diesel Engines for Neat Diesel Fuel and Gasoline Fumigation", Energy Conversion and Management, 50, 43-51, 2009.

[11] Sahin, Z., Durgun, O., "High speed direct injection (DI) light-fuel (gasoline) fumigated vehicle diesel engine", Fuel, 86:388–99. 597, 2007.

[12] Sahin, Z., Durgun, O., "Theoretical investigation of effects of light fuel fumigation on Diesel engine performance and emissions", Energy Conversion & Management, 48, 1952–64, 2007.

[13] Ferguson, R., , "Internal Combustion Engines-Applied Thermody. ", John Wiley & Sons, New York, 1986.

[14] Durgun, O., "A Practical Method for Calculation Engine Cycles", Union of Chambers of Turkish Eng. and Arc., Chamber of Mech. Eng., 383,18-29, 1991.

[15] J.B. Heywood, "Internal Combustion Engines Fundamentals", McGraw Hill Book Company, New York, 1989.

[16] Ottikkutti, P., Gerpen, JV., Cui, KR., "Multi-zone Modeling of a Fumigated Diesel Engine", SAE, 910076:1–21, 1991.

[17] Hardenberg, H.O., Hase, F.W., "An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the Relevant Parameters of Direct Injection Diesel Engines", SAE Paper 790493, 1979.

[18] Sahin, Z., Tuti, M., Durgun, O., "Experimental Investigation of the Effects of Water Adding to the Intake Air on the Engine Performance and Exhaust Emissions in a DI Automotive Diesel Engine", Fuel, 115:884-895, 2014.

[19] Kızıltan, E., "Effect of Alcohol Addition to Motor Fuels on Engine Performance", Master Thesis, KTU Graduate School of Natural and Applied Sciences, Trabzon, 1988 [in Turkish].

[20] Tuti, M., " Experimental Investigation of the Effects of Water Adding to the Intake Air on Engine Performance and Exhaust Emissions in Diesel Engines", Master Thesis, KTU Institute of Science, Trabzon, Turkey; 2012 [in Turkish].

[21] Sahin, Z., Aksu, O., "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, 77, (279-290), 2015.

RAHOLA'DAN "İKİNCİ NESİL"E:

HASARSIZ STABİLİTE KRİTERLERİNİN EVRİMİ

Metin TAYLAN[1]

ÖZET

Göreceli olarak, Uluslararası stabilite kurallarının geçmişi çok eski değildir. IMO'nun bugün yürürlükte olan ve birinci nesil denilebilecek "*2008 Intact Stability (IS) Code*" kuralları, ilk defa 1939 yılında Rahola'nın ortaya attığı genelde istatistiksel yöntemlere bağlı kriterlere dayanmaktadır. Mevcut kurallar, istatistiksel yöntemlerle elde edilen limit değerleri esas alarak deterministik bir yaklaşımla stabilite değerlendirmesi yaptığından, bazı uzmanlar tarafından yetersizliği konusunda çeşitli eleştirilere uğramaktadır. Günümüzde farklı gemi tiplerinin ortaya çıkması ve stabilite kaynaklı kazalar sonrasında, hasarsız stabilite kriterlerinin yeniden değerlendirilmesi gündeme gelmiştir. Bu makalede, IMO tarafından 2002 yılında başlatılan ve halen devam eden "İkinci nesil hasarsız stabilite kriterleri" nin detaylı bir değerlendirmesi yapılarak, hazırlık süreci, avantaj ve dezavantajları ele alınmıştır.

Anahtar Kelimeler: İkinci nesil stabilite kriterleri, parametrik yalpa, zafiyet kriterleri.

1. Giriş

Yazılı anlamda, stabilite ile ilgili kuralları, 1255 yılında Venedik'lilerin aşırı yüklemeyi önlemek amacıyla geminin bordasına çivi çakılmasını zorunlu kılan denizcilik koduna kadar dayandırmak mümkündür [1]. Daha sonra, 1800'lü yılların son çeyreğinde İngilizlerin ticari gemilerine uyguladığı fribord markası zorunluluğu da (Merchant Shipping Act), basit anlamda aşırı yüklemeyi önlemek amaçlı bir kural olarak değerlendirilebilir. Bilimsel olarak, uluslararası stabilite kuralları, Rahola'nın 1939 yılında istatistiksel yöntemlere dayanan çalışma sonuçlarıyla ortaya atılmıştır. Rahola, doktora tezinde, kazaya uğramış 14 adet

[1] İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Maslak 34469, İstanbul
taylan@itu.edu.tr

geminin çeşitli stabilite parametrelerini incelemiş ve bunları kazaya uğramamış gemilerin parametreleri ile karşılaştırmıştır [2]. İstatistiksel bu çalışma sonucunda, belli parametreler için minimum limit değerler önermiştir. Rahola'nın bu çalışması ve 1950'lerde ortaya çıkan hava kriteri, günümüzde yürürlükte olan "*2008 Intact Stability (IS) Code*" hasarsız stabilite kurallarının temelini oluşturmuştur.

Birinci nesil diye adlandırılabilecek stabilite kuralları ilk defa, 1993 yılında IMO'nun Res. A749(18) kararıyla yürürlüğe girmiştir [3]. Bu kurallar, ampirik/istatistik temelli olup; Res. A.167(ES.IV) "*Recommendation on intact stability of passenger and cargo ships under 100 metres in length*" ve Res. A.562(14) "*Recommendation on a severe wind and rolling criterion- Weather criterion) for the intact stability of passenger and cargo ships of 24 metres in length and over, 1985"* kararlarını dikkate alarak hazırlanmıştır. Daha sonra 2010 yılında tüm bu kurallar revize edilerek "*2008 IS Code*" adı altında, SOLAS ve ILLC konvansiyonlarının bir parçası olarak yürürlüğe konulmuştur. (IMO Res.MSC.269(85) ve MSC.270(85)) [4].

Daha önce de vurgulandığı gibi, hava kriteri haricinde, 2008 IS Code'un zorunlu A kısmındaki kriterler, ampirik ve/veya istatistiksel yöntemlere dayanmaktadır. Prosedür olarak, Rahola'nın çalışmasının aynısı olmakla birlikte, IMO tarafından dikkate alınan gemi sayısı göreceli olarak oldukça fazladır. Hava kriteri ise, hava ve denizin stabilite üzerindeki dinamik etkilerini dikkate almak üzere geliştirilmiş olup, matematiksel bir dayanağı vardır.

Eski tip konvansiyonel gemilerin aksine, son yıllarda gemi tipleri ve operasyonları konusunda yenilikler meydana gelmiştir. Dolayısıyla, halen yürürlükte olan birinci nesil hasarsız stabilite kriterlerinin konvansiyonel eski tip gemiler kullanılarak geliştirildiği ve yeni tip gemi ve farklı operasyonlardaki stabilite değerlendirmesinde yetersiz kaldığı çeşitli kesimler tarafından uzun zamandır dile getirilmekteydi. Son 15-20 yılda meydana gelen ve mevcut kriterlerle açıklanması kolay olmayan stabiliteye bağlı kazalar (APL China, M/V Aratere, Chicago Express vb.), hasarsız stabilite kriterlerinin tekrar gözden geçirilmesi zaruretini ortaya koymuştur.

IMO'da ikinci nesil hasarsız stabilite kriterlerinin geliştirilmesi çalışmalarına, 2002 yılında MSC'nin SLF alt komitesi, hasarsız stabilite çalışma grubunun oluşturulması ile adım atılmış, ancak devam etmekte olan "2008 IS Code" çalışmaları nedeniyle 2005 yılında (SLF 48) başlanabilmiştir [5], [6], [7]. Geliştirilen kuralların tamamlanan bir kısmı deneme amaçlı uygulamaya konmuş, kalan son bölümü üzerindeki çalışmalar ise halen devam etmektedir. Oluşturulan çalışma grubu, ikinci nesil stabilite kriterlerinin performansa dayalı kriterler olması ve genel çerçevede aşağıdaki stabilite zafiyetlerine cevap vermesi gerektiğine karar vermiştir:

- Doğrultma kolu değişimlerinden kaynaklanan problemler (parametrik yalpa, toplam stabilite kaybı vb.)
- Ölü gemi durumunda stabilite
- Dalgalar arasında manevraya bağlı problemler

Fikir birliğine varılan genel çerçeve üzerinden, o tarihten itibaren günümüze kadar, ikinci nesil hasarsız stabilite kriterlerinin oluşturulması çalışmaları aralıksız olarak devam etmektedir.

2. Birinci Nesil Hasarsız Stabilite Kriterleri

Uluslararası hasarsız stabilite kuralları, ilk defa SOLAS'60 konferansının sonuç bölümünde dile getirilen bir tavsiyeden esinlenerek ortaya atılmıştır. Buna bağlı olarak, 1968 yılında IMCO tarafından doğrultma kolu özelliklerine bağlı genel bir stabilite kriteri yürürlüğe konulmuştur (Res. A.167).

Hava kriteri ise, yine SOLAS'74 konferansının sonuç bölümündeki bir tavsiyeye istinaden ortaya çıkmış ve 1985 yılında Res. A.562 olarak yürürlüğe girmiştir. Burada amaç, geminin denizde maruz kaldığı alabora veya aşırı meyil açılarına neden olabilecek dış kuvvetlerin de (rüzgar, dalga vb.) hasarsız stabilite kriterleri içinde değerlendirilmesiydi.

Yukarıda bahsedilen kriterler, 1993 yılında IMO'nun Res. A749(18) kararıyla revize edilmiş halde yürürlüğe girmiştir. Bu kuralları "birinci nesil hasarsız stabilite kriterleri" olarak adlandırmamız mümkündür. Daha sonra 2010 yılında, kriterler çok fazla kavramsal değişikliğe gitmeden revize edilerek "*2008 IS Code*" adı altında, SOLAS ve ILLC konvansiyonlarının bir parçası olarak yürürlüğe konulmuştur [8].

Mevcut kriterlerin genel olarak ampirik/istatistiksel temelli oluşu ve zaman içerisinde günümüzdeki farklı gemi tipleri ve seyir koşullarına cevap vermekte yetersiz kalışı, sektördeki uzmanlar ve operatörler arasında tartışmalara neden olmuştur. Sonuçta, performansa dayalı ve belli bir güvenlik seviyesinde farklı stabilite kriterlerinin oluşturulması fikri etrafında birleşilmiştir [9], [10].

3. İkinci Nesil Hasarsız Stabilite Kriterleri

2008 IS Code'un giriş bölümünde; gemilerin boyutları, operasyon ve çevre koşullarının değişkenliği nedeniyle, stabiliteye bağlı kazalara karşı güvenlik probleminin henüz çözülmediğine vurgu yapılmaktadır. Özellikle, dalgalar arasında gemi stabilitesinin karmaşık bir hidrodinamik olay olduğu ve şimdiye kadar tam olarak anlaşılıp, incelenmediğinden bahsedilmektedir. Denizde gemi hareketlerinin dinamik bir sistem olarak ele alınması gerektiği, dalga ve rüzgar gibi çevre şartlarının çok önemli parametreler olduğu ifade edilmektedir. Sonuçta, denizdeki bir geminin hidrodinamik özellikleri ve stabilite analizine bağlı olarak stabilite kriteri geliştirmek, detaylı bilimsel araştırma gerektiren karmaşık bir problemdir.

Başlangıçta, ikinci nesil hasarsız stabilite kriterlerinin, stabilite zafiyetine yol açacak belli bir olayın fiziğine dayalı olması üzerinde fikir birliğine varılmıştır. Ayrıca, diğer bazı sektörlerde risk analizinin önem kazanması ve standart bir uygulama haline gelmesi göz önünde bulundurularak, yeni kriterin bir biçimde olasılığa dayandırılması fikrine de sıcak bakılmıştır.

IMO'da oluşturulan çalışma grubunda gerçekleştirilen detaylı analizler sonucunda, aşağıdaki olası beş stabilite zafiyetinin tek tek dikkate alınması gerektiğine karar verilmiştir [11], [12], [13], [14], [15]:

- Ölü gemi durumu,
- Toplam stabilite kaybı
- Parametrik yalpa rezonans
- Dalgaya binme ve yön stabilitesi kaybı (surf riding/broaching)
- Aşırı ivmeler

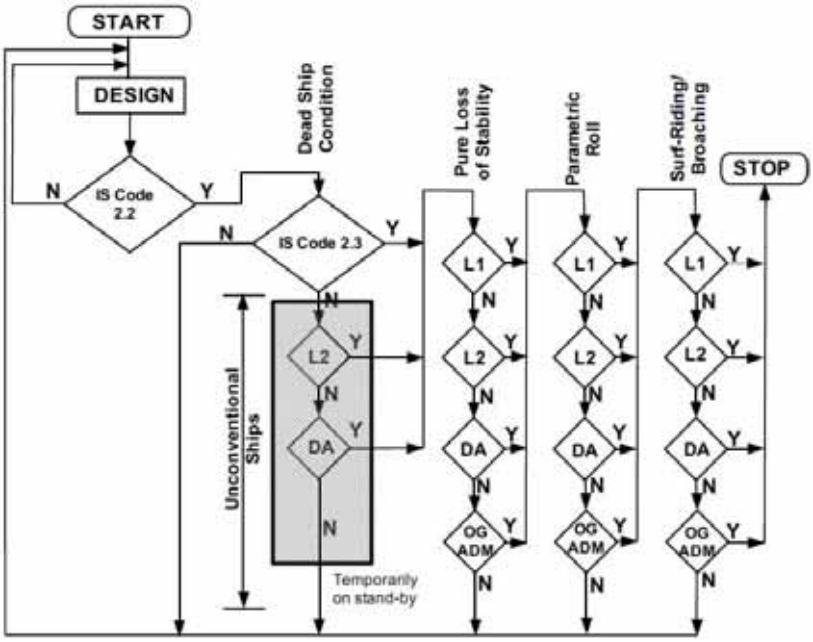
Ayrıca, oluşturulacak yeni kriterin üç basamaklı olarak aşağıdaki gibi yapılandırılması uygun görülmüştür. Yeni kriterin akış diyagramı Şekil 1'de gösterilmiştir.

- Birinci seviye zafiyet kriteri
- İkinci seviye zafiyet kriteri
- Doğrudan değerlendirme

Bunun yanında, tüm tehlikeli durumların sadece dizayn aşamasında önlenemeyeceği dikkate alınarak, operasyonel bir kılavuzun dördüncü seviye olarak ilave edilmesi kararlaştırılmıştır. Aşağıda Tablo 1'de zafiyet kriter seviyeleri ve içerikleri özetlenmiştir.

Tablo 1. Zafiyet modlarında kriterlerin seviyeleri.

	1. Seviye	**2. Seviye**	**3. Seviye**	**4. Seviye**
			Doğrudan stabilite değerlendirmesi	Operasyonel kılavuz
Stabilite zafiyet Modu	Geometri ve gemi hızına bağlı, basit ve muhafazakar kriter	Olayın basitleştirilmiş fiziğine bağlı daha az muhafazakar kriter	Fiziksel olayın bilgisayar yazılımlarına dayalı sayısal simülasyonu	Tecrübelere dayalı



Şekil 1. İkinci nesil kriter için çok katmanlı yaklaşım (SLF53/WP.4 Annex 3, 2011).

3.1 İkinci nesil kriterlerin seviyeleri

Bu kriterde, hesapların artan karmaşıklık derecesine bağlı olarak kritere uyumunu göstermek üzere üç seviye bulunmaktadır. Eğer 1. seviye (level 1) kriter sağlanırsa, 2. ve 3. seviyeye geçilmesine ihtiyaç yoktur. Benzer şekilde, 2. seviye sağlanırsa, 3. seviyeye geçilmesi gerekmemektedir [16], [17], [18].

Birinci seviye kriter oldukça basit ve muhafazakar olarak düzenlenmiştir. Burada ana prensip, verilen bir stabilite zafiyet moduna karşı hassas bazı gemileri ve yükleme durumlarını hassas olmayan gemilerden ve yükleme durumlarından ilk aşamada ayırmaktır. Böylece, o zafiyet moduna hassas olmayan gemiler için bir sonraki seviyede analiz yapmak gereksiz hale gelecek, para ve zaman kaybı önlenmiş olacaktır. Örneğin, VLCC'ler dolgun ve duvar bordalı gemiler olup, dalgalar arasında çok fazla stabilite değişikliğine uğramazlar. Dolayısıyla, bu gemilerin doğrultma kolu problemine bağlı parametrik yalpa veya toplam stabilite kaybına hassas olmaları beklenmez. Birinci seviye zafiyet kriteri, gemi tipinden ziyade gemi geometrisine bağlı olduğundan kolay bir biçimde gerçekleştirilebilir. Basitleştirilmiş fizik ve azaltılmış hesaplama işlemleri esasına dayanan ikinci seviye, birinciden daha az muhafazakar olarak tasarlanmıştır.

İlk iki seviye değerlendirilmesi sonrasında herhangi bir stabilite zafiyet modu ile karşılaşıldığında, üçüncü seviyeye geçilerek dinamik stabilitenin doğrudan değerlendirilmesi yapılır. Doğrudan stabilite değerlendirmesinin iki amacı vardır; birincisi, detaylı dizayn analizi için bir araç olmak, ikincisi ise, gemiye özel operasyonel bir kılavuz geliştirilmesine yardımcı olmaktır [19].

Doğrudan stabilite değerlendirmesinin özü, aşırı denizlerde gemi hareketlerini modelleyebilecek, karar vermede yardımcı olacak güvenilir bir yönteme dayanır. Günümüzde hesaplamalı gemi hidrodinamiğinin en gelişmiş teknolojisi düşünüldüğünde, doğrudan stabilite değerlendirmesi için yapılabilecekler, sadece model deneyleri ve hızlı, zamana bağlı simülasyonlar olarak karşımıza çıkmaktadır. Simülasyonlar, potansiyel akım dalga-gemi hidrodinamik metodlarını baz almakta ve viskoz ve girdap kuvvetleri için model deneylerinden elde edilen ampirik formüllerle desteklenmektedir. Elimizde doğruluğu kanıtlanmış sayısal bir araç (bilgisayar yazılımı) olsa dahi, doğrudan stabilite değerlendirmesi için yeterli olmayabilir. Bu programı kullanmak için sonuçta bizi geminin stabilitesi hakkında karar vermeye götürecek bir prosesin olması gereklidir.

Kriterlerin tümü tamamlandığında, yapılması gereken bir takım aşamalar daha mevcuttur. Öncelikle, her bir kriter için standartlar veya kabul sınırları belirlenmelidir. Bu aşamada, çeşitli operasyonlar için, denizcilik sektöründe genel olarak kabul edilebilir görülen riskler üzerinde fikir birliğine varılması gerekir. Bu önemli bir problem olup, diğer birçok mühendislik alanında çözüme kavuşmasına rağmen, hasarsız stabilite konusunda gereğince açıklığa kavuşmamıştır. Son olarak, ikinci nesil hasarsız stabilite kurallarının uygulanması ve yorumlanmasına yönelik problemlerin ortaya konulup aydınlatılması gerekmektedir. Uygulama/yorumlama safhası, büyük ölçüde, yeni kriterin dikkatlice test edilmesi, mevcut ve gelecekteki gemi filoları üzerindeki etkilerinin detaylı analizine bağlı olacaktır.

3.2 Gelinen mevcut durum

Yukarıda bahsedilen zafiyet kriterlerinden ilk üçü daha önce tartışılarak sonuçlandırılmıştır [20]. 2016 yılı başında IMO'da gerçekleştirilen grup toplantısında (SDC 3) son iki zafiyet kriteri; ölü gemi durumu ve aşırı ivmeler değerlendirilmiş ve sonuca bağlanmıştır. Böylece, kriteri oluşturan 5 zafiyet modu tamamlanmış olmaktadır. Bu kriterlere ilişkin taslak açıklamaların (draft explanatory notes) oluşturulması konusu da grupta tartışılmış ve zaman yetersizliğinden istişare grubunda tartışılmaya devam edilmesi prensip kararına varılmıştır.

Ayrıca, doğrudan stabilite değerlendirmesi, operasyonel kılavuz ve kısıtların da istişare grubunda detaylarıyla değerlendirilmesine karar verilmiştir. Bu gündem maddesine ilişkin genel aksiyon planı tartışmaya açılmış ve konunun bir sonraki toplantıya kadar detaylı incelenmesi benimsenmiştir. İleriye dönük planlama olarak, SDC 5'te (2018) bir MSC sirküleri yayınlanması ve SDC 6'da (2019) ise sektörden geri besleme yoluyla bilgi toplanması öngörülmektedir. Bu planlamaların ışığı altında, ikinci nesil hasarsız stabilite kriterlerinin yürürlüğe girme tarihi tam olarak bilinmemekle birlikte, 2018 yılından önce olmayacağı anlaşılmaktadır.

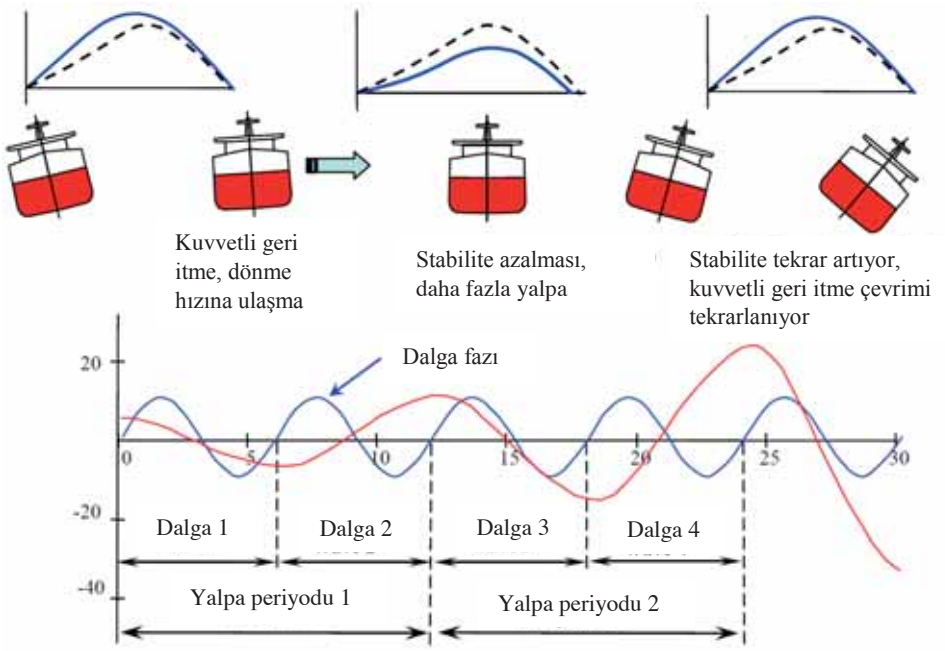
4. Parametrik Yalpa için Zafiyet Kriteri

Bu Bölümde fikir vermesi açısından örnek olarak parametrik yalpa zafiyet modu için her bir seviyedeki kriterler belirtilmiştir. Konunun matematiksel ve hidrodinamik temeli oldukça karmaşık olup burada sadece ana hatları özetlenmiştir. Diğer zafiyet modları için de benzer analizler yapılmıştır.

Parametrik yalpa rezonansı, gemi boyuna dalgalarda ilerlerken (baştan veya kıçtan gelen) yalpa hareketinin gemi, kargo ve mürettebat için tehlike arz edecek biçimde aşırı artmasıyla ortaya çıkar. Parametrik rezonansın oluşması; gemi boyuna dalgalarda ilerlerken dalga karşılaşma frekansının geminin doğal yalpa frekansının yaklaşık iki katı olması ve geminin sönümünün parametrik yalpa enerjisini bertaraf edecek miktarda olmaması ve rezonans durumunun başlamasını engelleyememesi neticesinde oluşur. Bu olay nedeniyle, APL China gibi oldukça fazla gemi zarar görmüştür, Şekil 2 [21], [22], [23].

Şekil 2. Kazadan sonra APL China gemisi.

Şekil 3'te parametrik yalpa hareketi sürecinde geminin stabilitesinin artıp azalması ve yalpa hareketinin buna bağlı olarak değişimi hem hareket ve hem de grafik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3. Parametrik yalpanın oluşumu [5].

4.1 Birinci seviye zafiyet kriteri

Burada parametrik rezonans için en basit model olan Mathieu diferansiyel denkleminin (1) çözümü hedeflenmiştir;

$$(I_x + A_{44})\ddot{\varphi} + B_{44}\dot{\varphi} + W \cdot GM(t)\varphi = 0 \tag{1}$$

Çözümde çeşitli kabuller yapılarak denklemin çözümü sadeleştirilmeye çalışılmıştır. Burada en kritik adım, en önemli parametre olan GM'in zamana göre değişimini modellemektir.

$$GM(t) = GM_m + GM_a \cos(\omega_e t) \tag{2}$$

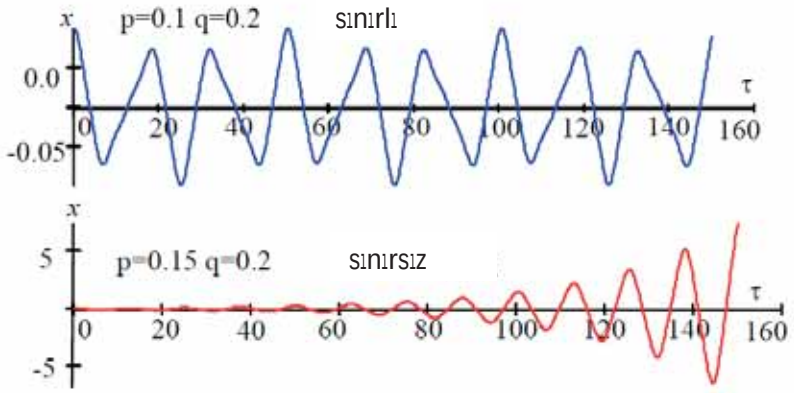
Denklemde; GM_m *:* ortalama GM,
GM_a *:* GM genliğidir.

ve aşağıdaki denklemler (3) ve (4) ile ifade edilebilirler:

$$GM_a = 0.5(GM_{max} - GM_{min}) \tag{3}$$

$$GM_m = 0.5(GM_{max} + GM_{min}) \tag{4}$$

Mathieu denkleminin çözümü basit fonksiyonlar cinsinden ifade edilemediğinden, çözümü tanımlamak için bazı özel fonksiyonlara ihtiyaç vardır. Denklemin çözümü farklı parametrelere bağlı olarak grafik olarak aşağıda Şekil 4'te gösterilmiştir [5].



Şekil 4. Mathieu denkleminin çözümleri [5].

Yalpa sönümü için seçilen muhafazakar değerlere göre 1. Seviye zafiyet kriteri standardı olarak;

$$\frac{GM_a}{GM_0} > 0.12 \tag{5}$$

Bağıntısı elde edilmiştir. Burada GM_0, başlangıçtaki metasantrik yüksekliktir.

4.2 İkinci seviye zafiyet kriteri

Lineer yalpa denklemi, parametrik yalpanın başlangıcını tanımlamak için iyi bir model olsa da, parametrik yalpanın genliğini tahmin edemez. Zira, lineer bir sistemde parametrik rezonans başladığında genlik sınırsız olarak büyür. Lineer olmama durumu parametrik rezonansı belli bir genlikte stabilize eder. Parametrik yalpayı stabilize edecek en basit matematiksel model, lineer olmayan GZ eğrisi içermelidir [24], [25].

$$(I_x + A_{44})\ddot{\varphi} + B_{44}\dot{\varphi} + W \cdot GZ(\varphi, t) = 0 \tag{6}$$

Buradaki GZ(φ,t) terimi, dalga gemi boyunca ilerlerken bütün GZ eğrisinin değiştiğini ifade etmektedir.

Lineer olmayan sönüm kuvvetleri de, GZ kadar olmasa bile stabilizasyon sağlayabilir. Ancak bütün bu yaklaşımlar matematik modeli daha karmaşık hale getirmektedir. Lineer olmayan yalpa denklemini çözmek için çeşitli yaklaşık yöntemler mevcuttur. "*Averaging*" ve

"*harmonic balance*" yöntemleri bunlara örnek olarak verilebilir. Uygun matematik işlemlerden sonra, yalpa genliğini hesaplamaya yardımcı olacak aşağıdaki denklemler 7 ve 8 elde edilir. Denklemlerle ilgili tüm detaylar [5] No'lu referansta yer almaktadır.

$$\pi^4\omega^2\left(\frac{3\varphi_a^2\omega^2\delta_3+8\delta}{2\pi^2-\varphi_a^2}\right)^2+\frac{1}{16}\left(\frac{6\varphi_a^2\omega_\varphi^2-8\pi^2\omega_\varphi^2}{\pi^2-\varphi_a^2}\frac{(GM_m-GM)}{GM}\right)^2 \\ +\frac{1}{16}\left(-\pi^2\frac{5\varphi_a^4 l_5\omega_\varphi^2+6\varphi_a^2 l_3\omega_\varphi^2+8(\omega_\varphi^2-\omega^2}{\pi^2-\varphi_a^2}\right)^2=\omega_\varphi^4\left(\frac{GM_a}{GM}\right)^2 \tag{7}$$

Çeşitli kabul ve sadeleştirmeler sonucunda denklem basit bir hal alır;

$$\frac{8\pi^2\delta_E}{(2\pi^2-\varphi_a^2)\cdot\omega_0}=\frac{GM_a}{GM} \tag{8}$$

2. Seviye zafiyet kriteri için belli bir yalpa genliği limit olarak seçilmiştir. 2004 ABS kılavuzunda 22.5 derece yalpa açısı sınır olarak verilirken, 20 derece olması gerektiği üzerinde tartışmalar devam etmektedir. Kuralın oluşturulma aşamasında bazı gemiler için yapılan örnek hesaplar Tablo 2 ve Tablo 3'te görülmektedir [5].

Tablo 2. Bazı örnek gemiler için 1. Seviye kriter hesapları [5].

Gemi	Açıklama	L(m)	d(m)	GM1	Denk. 24	Y/N	GM2	Denk. 24	Y/N
Dök. yük	5500 DWT	190	12.8	2.84	0.20	N	3.34	0.17	N
Dök.yük		180	10.75	2.10	0.33	N	2.60	0.26	N
Konteyner	>10000 TEU	360	16.0	0.80	3.76	Y	1.30	2.31	Y
Konteyner	>10000 TEU	360	15.5	0.70	3.87	Y	2.26	2.26	Y

Tablo 3. Bazı örnek gemiler için 2. Seviye kriter hesapları [5].

Gemi	Açıklama	L(m)	GM(m)	δ/ω_φ	yalpa	Y/N
Dök. yük		275	9.4	0.05	10	N
Dök. yük		145	0.53	0.05	10	N
Konteyner1	postpanamax	322.6	1.11	0.05	>25	Y
Konteyner2	postpanamax	376	1.84	0.05	>25	Y
Konteyner3	postpanamax	330	1.64	0.05	>25	Y

5. Sonuçlar

İkinci nesil stabilite kriterinin mantığı, daha önce geçerli olan stabilite kriterlerinden oldukça farklı olarak devrim niteliğindedir. Henüz tamamen bitirilip yürürlüğe girmemesine rağmen IMO'da hazırlık aşamasında oldukça yoğun çalışma ve tartışmalara neden olmuştur. Tüm kriterlerde olduğu gibi bu kriterin de ana amacı güvenliği arttırmaktır. Önceki kriterler genel

olarak gemiyi statik halde değerlendirmekte, çevre ve deniz şartlarını dikkate almamaktaydı. İkinci nesil kriter ise, tüm bu dinamik etkileri dikkate alarak performansa dayalı kurallar ortaya koymaktadır.

Her bir zafiyet modunda, üç seviyede ele alınan kriterler, aşamalı olarak uygulanmakta, bir seviye sağlandığında diğer seviyeye ihtiyaç duyulmamaktadır. İki seviyeyi de geçemeyen gemilerde son seviye olarak "doğrudan stabilite değerlendirmesi" aşamasının uygulanması zorunlu hale gelmektedir. Burada, model deneyleri ve altı serbestlik dereceli hareket denklemlerinin çözümü istenmektedir. Oldukça karmaşık hesaplamalar gerektiren bu seviyede, gelişmiş bilgisayar programlarının kullanılmasına ihtiyaç vardır. Bu seviyede çıkabilecek negatif durumlar olması halinde, gemi için bir takım operasyonel kısıtlar getirilmesi gündemde olacaktır.

İkinci nesil kriter henüz yürürlüğe girmemiş olmasına rağmen hali hazırda bir takım tartışma ve eleştirilere maruz kalmaktadır. Giderek artan zorluk derecesine göre sıralanan üç seviye olmasına rağmen ilk seviye bile standart gemi mühendisliği analizleri ötesinde hesaplar içermekte ve ikinci seviyede bu hesap ve analizler daha da zorlaşmaktadır. Bu hesapların şu anda piyasada mevcut standart ticari hidrostatik ve stabilite programları kullanılarak yapılması olası görünmemektedir. Dolayısıyla, kriter yürürlüğe girdiğinde yeni yazılımlara ihtiyaç olacağından, bazı yazılım firmaları program geliştirme çalışmalarına epey önceden başlamış bulunmaktadır. Özellikle, doğrudan stabilite değerlendirmesi için 6 serbestlik dereceli gemi hareketlerini çözen yazılımlar gerekmektedir. Bu aşamada kullanılan programların doğruluğu ve hassasiyeti ayrı bir problem teşkil edecek, büyük bir olasılıkla akreditasyon mekanizması devreye sokulacaktır.

Son olarak, sektörde, akademik kurumlar haricinde, stabilite ile ilgilenen dizayn büroları, loydlar vb. kuruluşların bu kriterleri temel gemi mühendisliği bilgileriyle uygulayıp yorumlaması oldukça zor görünmektedir. Bu problemlerin, kriterler yürürlüğe girip, uygulanmaya başladığında daha yüksek sesle dile getirilmesi sürpriz olmayacaktır. Ayrıca, elde mevcut standart hidrostatik ve stabilite yazılımları da yeni kriterler için yetersiz kalacağından, bunların güncellenmesi ve/veya yeni yazılımlar alınması firmalara ek mali yük getirecektir.

Dedication: The author wishes to dedicate this paper to Prof. A. Yücel ODABAŞI, who contributed to the field of ship stability to a great deal by his pioneering work in the late 70s. Having been honored by the posthumous STAB award in 2012 because of his invaluable contribution, he was the first person to make the connection with the classical theory of stability, recognizing that the domain of attraction, rather than the steady-state, hold the key to the assessment of ship safety against capsizing. Undeniably, this pioneering work inspired many young researchers to move forward and possibly set base for the second generation intact stability criteria.

Kaynaklar

[1] Nowacki, H. and Ferreiro, L. D., "Historical Roots of the Theory of Hydrostatic Stability of Ships", Proceedings of the 8th International Conference on Stability of Ships and Ocean Vehicles - STAB 2003, Madrid, 2003.

[2] Rahola, J., "The Judging of the Stability of Ships and the Determination of the Minimum Amount of Stability Especially Considering the Vessels Navigating Finnish Waters", Ph.D. Thesis, Technical University of Finland, Helsinki, 1939.

[3] IMO, "Code of Intact Stability for all Ships Covered by IMO Instruments", Res. A. 749, 1993.

[4] IS Code, "International Code on Intact Stability, 2008", IMO, London, 2008.

[5] W. Peters, V. Belenky, C. Bassler, K. Spyrou, N. Umeda, G. Bulian, and B. Altmayer, "The Second Generation Intact Stability Criteria: An Overview of Development", Transactions - Society of Naval Architects and Marine Engineers, 121, November, 2011.

[6] Bassler, C., Belenky, V., Bulian, G., Francescutto, A., Spyrou, K., and Umeda, N., "A Review of Available Methods for Application to Second Level Vulnerability Criteria", Proceedings of the 10th International Conference on Stability of Ships and Ocean Vehicles - STAB 2009, Saint Petersburg, pp. 111–128, 2009.

[7] IMO SLF 50/4/4, "Framework for the Development of New Generation Criteria for Intact Stability", submitted by Japan, the Netherlands and the United States, London, UK, 2007.

[8] IMO, "Revision of the Code on Intact Stability", MSC78/24/1, Submitted by Germany, 2003.

[9] IMO SLF 51/4/1, "Report of the Intercessional Correspondence Group on Intact Stability", Submitted by Germany, London, UK, 2008.

[10] IMO SLF 51/INF.4, "Development of Performance-Based Intact Stability Criteria, Submitted by the United States", London, UK, 2008.

[11] IMO SLF 51/INF.6, "Research Outcomes for New Generation Intact Stability Criteria", Submitted by the Royal Institution of Naval Architects (RINA), London, UK, 2008.

[12] IMO SLF 52/3/1, "Report of the Inter-sessional Correspondence Group on Intact Stability", Submitted by Japan, London, UK, 2009.

[13] IMO SLF 52/INF.2, "Information Collected by the Intercessional Correspondence Group in Intact Stability", Submitted by Japan, London, UK, pp.138, 2009.

[14] IMO SLF 53/3/1, "Report of the Intercessional Correspondence Group on Intact Stability", Submitted by Japan, London, UK, 2010.

[15] IMO SLF 53/3/3, "Activities of the Dynamic Stability Task Group of the Society of Naval Architects and Marine Engineers", Submitted by the Royal Institution of Naval Architects (RINA), London, UK, 2010.

[16] IMO SLF 55/3/7, "Development of Second Generation Intact Stability Criteria - Comments on Present Status of Development of Second Generation Intact Stability Criteria", Submitted by Italy, 2013.

[17] Francescutto, A, and Umeda, N., "Current Status of New Generation Intact Stability Criteria Development", Proceedings 11th International Ship Stability Workshop,Wageningen, pp. 1-5, 2010.

[18] Francescutto, A., "Intact Ship Stability - The Way Ahead", Marine Technology, Vol. 41, pp. 31-37, 2004.

[19] "ABS Guide for the Assessment of Parametric Roll Resonance in the Design of Container Carriers", ABS, USA, 2004.

[20] Peşman, E. and Taylan, M., "Influence of Varying Restoring Moment Curve on Parametric Roll Motion of Ships in Regular Longitudinal Waves", Journal of Marine Science and Technology, Vol.17, No.4, pp.511-522, 2012.

[21] Peşman, E. and Taylan, M., "Influence of Hull Form on Parametric Roll in Longitudinal Waves", 14th Congress of International Maritime Association of Mediterranean, IMAM 2011, Vol. 2, pp. 135-141, Genoa, Italy, 2011.

[22] IMO SLF52/WP.1, "Development of New Generation Intact Stability Criteria – Report of the Working Group (Part 1)", 2010.

[23] Francescutto, A., "Intact Stability of Ships: Recent Developments and Trends", Proc. 10th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures – PRADS'07, Houston, Vol. 1, pp. 487-496, 2007.

[24] IMO SLF50/4/4, "Framework for the Development of New Generation Criteria for Intact Stability", submitted by Japan, the Netherlands and the USA, 2007.

[25] Belenky, V.N., Bassler, C.C., and Spyrou, K.J., "Development of Second Generation Intact Stability Criteria", Naval Surface Warfare Center Carderock Division, Hydromechanics Department Report, pp. 95 –107, 2011.

CONWIP PRODUCTION CONTROL SYSTEM APPLICATION FOR SHIPBUILDING PROCESS

Balkan ALPTİMUR[1], Mustafa KAFALI[2], İsmail Hakkı HELVACIOĞLU[3]

ABSTRACT

CONWIP (CONstant Work In Process) is a hybrid production control system, both push and pull systems supervise the process. CONWIP makes the application of pull system possible for the industries deal with large changes of demand and products. Fixing the work in process level balances the flow, controls lead time and throughput. The subject of this study is to investigate the compliance of CONWIP in shipbuilding process and compare the performance measures of the new situation generated by using CONWIP with the traditional situation. Discrete event simulation is used to analyze scenarios and to obtain the performance measures of double bottom block production in steel workshop.

Keywords: Push system, pull system, work in process, CONWIP, shipbuilding

1. Introduction

Survival of a firm in intense competitive conditions of modern times depends on some vital necessities such as analyzing the customer needs correctly and to meet these needs quickly, in a high-quality and low-cost way. In shipbuilding sector where the international competition is quite high, advanced production technologies must be applied with modern production control systems in order to increase the competitiveness.

Production control systems are generally categorized as push and pull systems. Push system survives in shipyards as a traditional method; nevertheless, it causes to significant wastes and long lead times. In other respects, pull system is generally implemented in mass production businesses such as automotive industry. Pull system implementation is excessively limited in shipbuilding industry because of non-standardized products having large changes in demand. CONWIP (CONstant Work In Process) is a hybrid control system, both push and pull systems govern the production. CONWIP makes the application of pull system possible for the industries encounter with large changes of demand and products. Fixing the work in process level balances the flow; controls lead time and throughput.

The subject of this study is implementing the CONWIP system in shipbuilding process and comparing the performance measures of the new situation with the current situation. Discrete event simulation is used to analyze scenarios and to obtain the performance measures. Simulation model is set up based on production stages of a double bottom block in steel workshop.

[1] Istanbul Technical University, Naval Architecture and Ocean Engineering Faculty, Department of Ocean Engineering, Tel: +905352844253, e-mail: alptimur@itu.edu.tr
[2] Istanbul Technical University, Graduate School Of Science, Engineering And Technology, Naval Architecture and Marine Engineering Program, Tel: +905422401098, e-mail: kafalim@itu.edu.tr
[3] Istanbul Technical University, Naval Architecture and Ocean Engineering Faculty, Department of Ocean Engineering, Tel: +902122856391, e-mail: ismailh@itu.edu.tr

1.1 Literature review

From the introduction date of CONWIP to today, significant numbers of researches and applications have been carried out in many different aspects. Jaegler et al. published a literature review about CONWIP [1]. Accordingly, the comparison of CONWIP with other production control systems is widely investigated topic. There are two main recent areas of researches that not studied on frequently. Firstly, number of papers that contain industrial feedback is very low. Secondly, majority of studies focuses on make to stock (MTS) production environments, where variability of demand is low and production volume is high, therefore, make to order (MTO) production under CONWIP system is considered as a subject of future studies.

There are substantial numbers of studies about CONWIP application in different industrial areas such as; Romagnoli designed and simulated CONWIP system for company that produces hydraulic pumps and motors, Pergher and Vaccaro discussed CONWIP system in metal working company [2, 3]. Dallasega et al. practiced CONWIP system on engineer to order (ETO) environment and discussed the results [4]. Gastermann et al. presented the production planning software prototype with CONWIP approach [5].

A remarkable study of Srinivasan et al. is implementation of CONWIP to Woodward Aircraft Engine Systems and it reveals the successful results for MTO, high-variety and low-volume production type [6].

Literature on CONWIP system in shipbuilding industry is quite narrow. However, studies have started lately after the destructive effect of financial crisis of 2008. Dong et al. introduced a CONWIP based dynamic control system for outfitting process in shipbuilding [7]. Once again, Dong et al. presented an effective CONWIP control for n-queueing networks in shipbuilding [8]. This study focused on controlling the flexible workflows between two workshops by using CONWIP just on a strategic level. Rodzewicz et al. discussed ship repair process in CONWIP approach [9].

2. Pure Production Control Systems

Production control systems are developed significantly by time, in order to produce more while using fewer resources. Khojasteh claims that, as a function of management, production control includes planning, directing and controlling the material supply and processes during the production cycle [10]. To achieve the objective that producing with lower costs and high service quality is only possible with integrated effective control systems.

Various types of production control systems have been used for balanced production objectives. They have both advantages and disadvantages depending upon production environments. To generalize the main characteristics, these system were grouped as push and pull systems. Additionally, certain methods were developed to compound useful features of each group, named as hybrid systems.

2.1 Push systems

Push systems control the production according to the schedules that prepared based on the order and lead times prediction. Material requirements planning (MRP) and manufacturing resource planning (MRP II) are main applications of push systems and they have been used in industry for many years.

In push systems, production starts at scheduled times and materials are forwarded to the next station without considering production is needed or not. Because of the frequent changes on demand, significant work in process (WIP) accumulates on flow shop and it causes over production which is one of the major waste according to lean manufacturing philosophy. Kanet claimed that there are significant problems with push systems [11]. One of them is generating infeasible plans which are very hard to recover and the other is excessive waste of work-in-process inventory caused by planning with fixed lead times which does not consider the process sequences. In spite of these negative aspects, push systems are very popular in shipbuilding industry for years because it is highly compatible with production environment of shipyards.

2.2 Pull systems

Most popular pull system, Kanban, was developed in Japan and it is an important tool for just-in-time production (JIT). Main objectives of Kanban are to visualize the work flow and reducing the lead times and inventory level by limiting the work in process level. In Kanban, pulling the material triggers the production of previous stations step-by-step up to the first station. Job orders delivered through customized Kanban cards for every product. Total numbers of cards determine the total WIP level. As a result of this operation, materials flow only when production is needed that provides the just-in-time production with low inventory.

Spearman et al. states that, complete implementation of Kanban provides superior results however; areas of usage are strictly limited [12]. It is considered that application is improbable for production environments where works under changeable demands, high setup times and non-standardized products. In addition, Hall claims that Kanban is inherently applicable for iterative production processes [13]. It is obvious that shipbuilding industry is not suitable for pure pull systems like Kanban and others because of its characterized production conditions.

3. CONWIP as a Hybrid System

CONWIP (CONstant Work In Process) was developed by Spearman, Woodruff and Hopp in 1990 as a hybrid system that combines the superiorities of pull systems with extensive usage opportunity of push systems [12]. Fundamental aim of CONWIP is identical to Kanban that reducing inventory and lead times by fixing the WIP by way of single set of CONWIP cards. Job orders are given in pull logic with card authorization, after then materials are pushed

from one station to another as well as push systems. When the final product is pulled out the system, released card authorizes the entrance of new batch of raw materials.
CONWIP is more applicable than pure pull systems because CONWIP does not interfere in the material flows inside the production line; it could be said that, it does not control the WIP in workstation level unlike Kanban. Also, CONWIP cards are standard and attached to raw material batches rather than specific products. Thus, it is easy to perform CONWIP compared to Kanban in the context of production environment.

3.1 Controlling WIP

Controlling WIP provides significant benefits for plants. Most important advantage is reducing flow times without using any extra resources. Basic equation known as Little's Law (Equation 1) is adequate to show the dynamics between work-in-process (WIP), time-in-system (TIS) and throughput (TPR).

$$\text{WIP} = \text{Time-in-system} \times \text{Throughput} \quad (1)$$

Throughput is bounded by bottleneck rate and it is more or less constant for stable systems. Ordinary facts like fluctuations of service times, scraps and reworks etc. can easily increase the WIP level if there is no restriction. It is obvious to see from Little's Law, rise of inventory level directly increases the time-in-system (also lead times). Therefore, push systems have a tendency to increase the lead times and inventory costs. Marek et al. states that limitation of WIP makes it possible to get same throughput with lower flow times and WIP level [14].

According to Marek et al. another significant advantage of controlling WIP is opportunity of queueing the works on paper rather than physical production stage [14]. Lower WIP makes the system more flexible and agile against external effects. It is easy to control and manage the scheduling and design changes when works are queued in the backlog. High amounts of WIP causes to lose the flexibility level of production system. Increasing the flexibility by limiting the WIP level, makes it possible to reduce number of scraps and reworks which are quite expensive and time consuming for organization.

4. Application of CONWIP

Application of CONWIP in shipbuilding process is not different from any other industrial implementations. There are some basic steps needed to set up such as, calculating the WIP level, creating the CONWIP cards and preparing the detailed backlog which is a list of works in queue. Electronic tracking and monitoring for the workload could be also applicable in shipyards. In this study, possible results of CONWIP application in shipyards are investigated through simulation model. The model represents the production steps in steel workshop of shipyard.

4.1 Simulation model

Simulation is a useful and widespread method used by most of international corporations to predict the effects of systemic changes. Simulation outputs are the main data of this study for observing the impacts of CONWIP application in shipbuilding industry. Also, Jaegler et al. states that simulation is the most used approach for CONWIP evaluations [1].

A simulation model and two scenario sets are developed and experimented using SIMIO software. The model is created based on the real work flow and processing times of steel workshop introduced in Özkök doctoral thesis [15]. These parameters are used in this study with small amount of adaptation and they are exactly same in two sets of scenarios. Releasing policy is the only difference between current scenario and CONWIP. For current state, jobs are released according to interarrival times, on the other hand, CONWIP level determines the release times for CONWIP based model.

There are three performance measures; throughput (TPR), work-in-process level (WIP) and time-in-system (TIS), chosen to compare the scenarios' responses under variable releasing conditions. Throughput is the number of produced block in unit time and represents the productivity level of system. Work-in-process level expresses the inventory costs and time-in-system level stands for the demonstration of the agility of production line.

The model consists of 13 workstations that are listed with processing times below the Table 1. In order to use in simulation model, triangular distribution is applied to the processing times with appropriate lower and upper values. Having regard to work types (automatic, manual or both) lower and upper values are identified with ± 14% deviation limit.

Table 1. Workstations and processing times (min).

Workstations	Processing times (min)	Parameters of triangular distribution (min)
S1 PLATE EDGE CUTTING	168	144,168,192
S2 CLEARANCE & ORDERING	234	204,234,264
S3 PANEL ASSEMBLY	594	554,594,634
S4 PANEL CUTTING	455	435,455,475
S5 PROFILE ASSEMBLY	345	325,345,365
S6 PROFILE WELDING	402	370,402,430
S7 SUB BLOCK ASSEMBLY	501	480,501,520
S8 SUB BLOCK WELDING	660	640,660,680
S9 GRINDING	202	180,202,220
S10 PROFILE CUTTING	53	45,53,61
S11 NEST CUTTING	1410	1320,1410,1500
S12 PRE-ASSEMBLY	632	540,632,720
S13 BLOCK ASSEMBLY	1700	1300,1700,2100

To obtain more realistic results, failure mode added to the model for every scenario. Block assembly station fails one time for every replications and repair time varies from 8 to 16 hours according to uniform distribution. One working day is fixed to 8 hours for every scenario. Simulation model is shown in Figure.1.

4.2 Current state scenario

Releasing times are taken deterministic that allows the model runs in ideal push system conditions. (Interarrival times: 1100; 1300…2900 in minutes). Each of the experiment is replicated 100 times. The results of ideal push system are shown in Table 2.

When the system reaches the near capacity, throughput remains nearly constant and there is a breaking point called critical work-in-process. Critical WIP is the optimum workload level where it is possible to get maximum throughput with lower WIP and TIS. Exceeding that critical WIP level increases the inventory costs and time-in-system (low agility) while output rate remains constant. In order to identify optimum interarrival time value (IAT), linear normalization method was applied to TIS and TPR curves. The normalized curves and optimum IAT values are shown in Figure 2. Özdağoğlu states the following formulization for normalizing the values [16]:

$$r_i = \frac{x_i - x^-}{x^* - x^-} \quad i=1,2\ldots,m;\ x^* = \max(x_i),\ x^- = \min(x_i) \ \text{(for benefit parameter)} \qquad (2)$$

$$r_i = \frac{x^* - x_i}{x^* - x^-} \quad i=1,2\ldots,m;\ x^* = \max(x_i),\ x^- = \min(x_i) \ \text{(for cost parameter)} \qquad (3)$$

Table 2. Push system's performance measures in ideal conditions.

EXP. No	IAT(min)	IAT(h)	TPR	TIS(day)	WIP
PUSH1	1100	18.3	21.5	24.7	18.5
PUSH2	1300	21.7	21.5	20.5	12.5
PUSH3	1500	25.0	21.6	15.8	7.4
PUSH4	1700	28.3	21.3	12.1	4.7
PUSH5	1800	30.0	21.0	11.1	4.0
PUSH6	1900	31.7	20.2	10.7	2.8
PUSH7	2100	35.0	18.7	10.2	2.3
PUSH8	2300	38.3	17.0	10.0	2.0
PUSH9	2500	41.7	15.7	9.6	2.3
PUSH10	2700	45.0	14.4	9.5	2.6
PUSH 11	2900	48.3	13.6	9.4	1.4

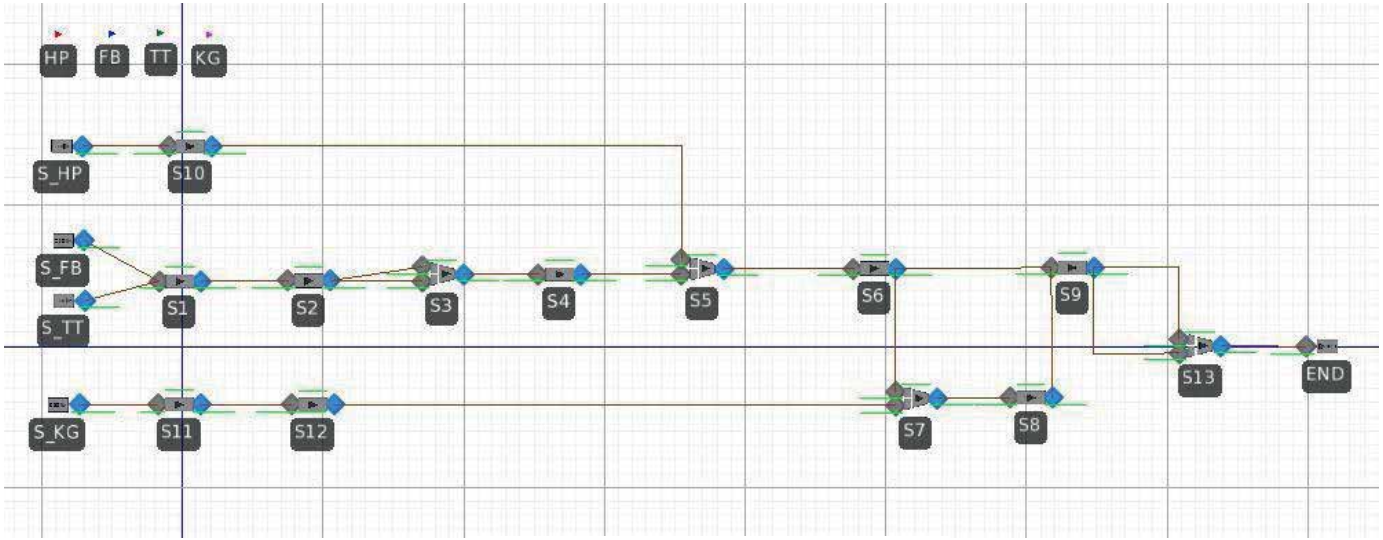


Figure 1. Simulation model.

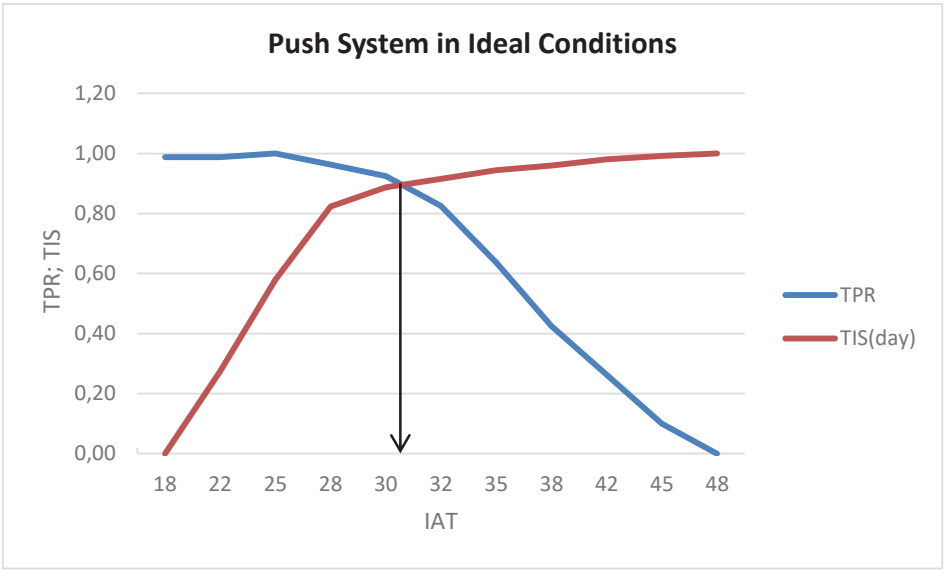


Figure 2. Normalized TPR-TIS curves and optimum IAT value.

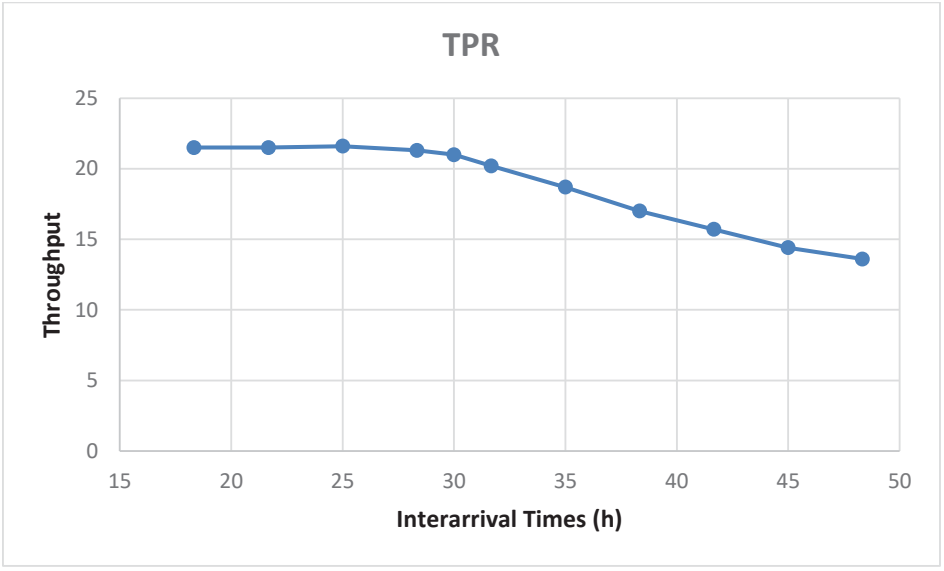


Figure 3. TPR curve of push system in ideal conditions.

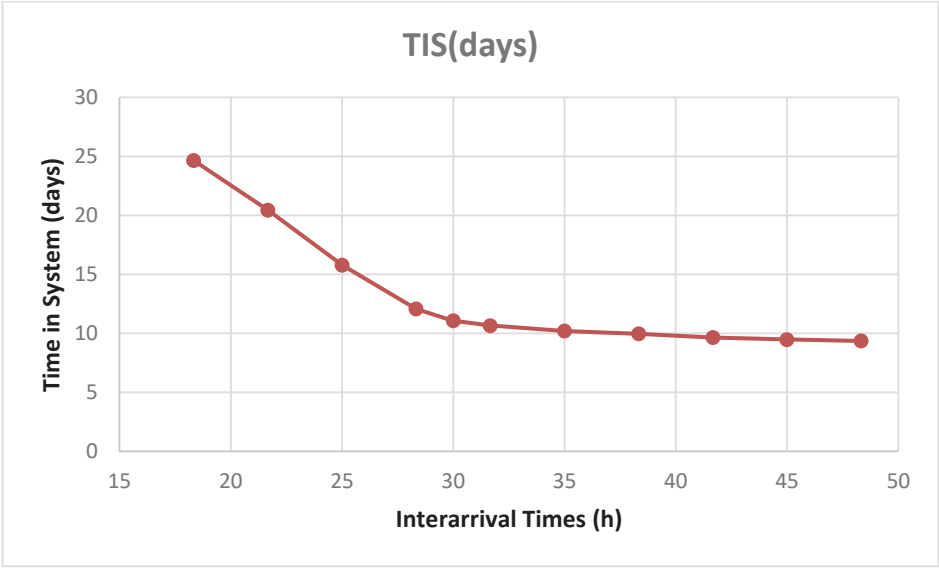


Figure 4. TIS curve of push system in ideal conditions.

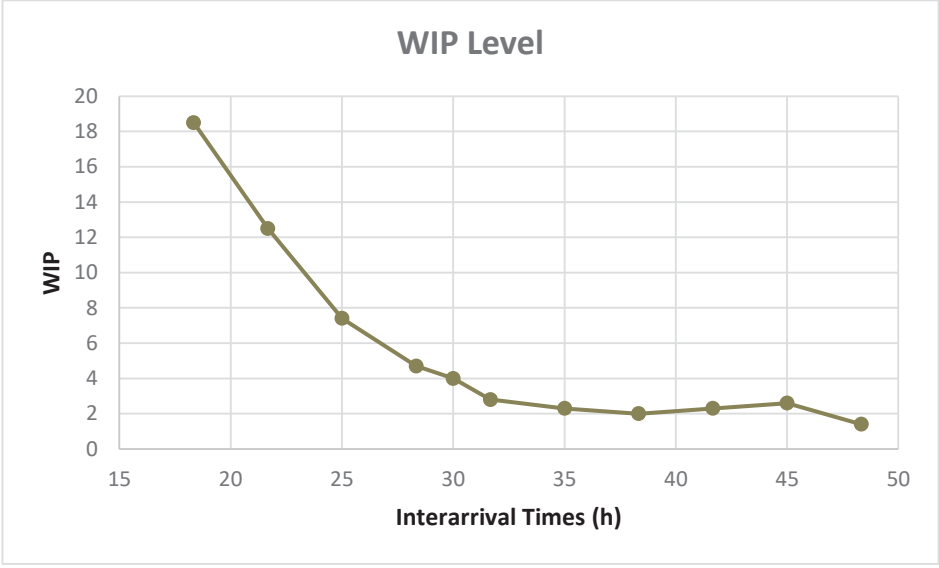


Figure 5. WIP level curve of push system in ideal conditions.

In real production environment, it is very hard to control the interarrival times because of the external factors like fluctuating demand and reworks. As a result of variable interarrival times, there are two unstable circumstances.

Firstly, when the majority of works goes into workshop more frequent, the average interarrival times would be lower than optimum value and critical WIP have been exceeded. System works with higher inventory and time-in-system levels than the ideal conditions which are unintended consequences for a production line.

Secondly, if the average interarrival time would be higher than the optimum, throughput rates and capacity utilization would decrease.

4.3 CONWIP state scenario

In simulation scenario developed for CONWIP has only one difference that is releasing policy. Instead of using interarrival times, predetermined WIP levels authorize the releasing of jobs. Whenever, one block exit from the system, raw materials of the other block enter to the workshop. Thus, there is always same levels of WIP are processed. Processing times, failure and routing logics are same in two scenarios.

Six different WIP levels are determined to observe CONWIP system performance. Obtained results are shown in Table 3.

Table 3. CONWIP System's performance measures in real conditions.

EXP. No	TPR	TIS(day)	WIP
WIP1	9.0	9.3	1.0
WIP2	16.9	10.1	2.0
WIP3	21.6	11.8	3.0
WIP4	21.5	15.4	4.0
WIP5	21.5	18.9	5.0
WIP6	21.4	22.1	6.0

The optimum WIP value is shown in Figure 6 which derived from normalized curves of TPR and TIS. WIP level must be an integer number; thus, obtained WIP value is rounded to 3.

There is a significant fact that experiments for the CONWIP scenario are run in the real environment conditions. In CONWIP, interarrival times does not specify the WIP level; in contrast, WIP level specifies the interarrival times. System does not affect from the external variables as much as push system and becomes more robust. In Figure 7 and 8, two response

curves of CONWIP system are demonstrated. It is obvious that when the WIP level is fixed, deviations are more insignificant.

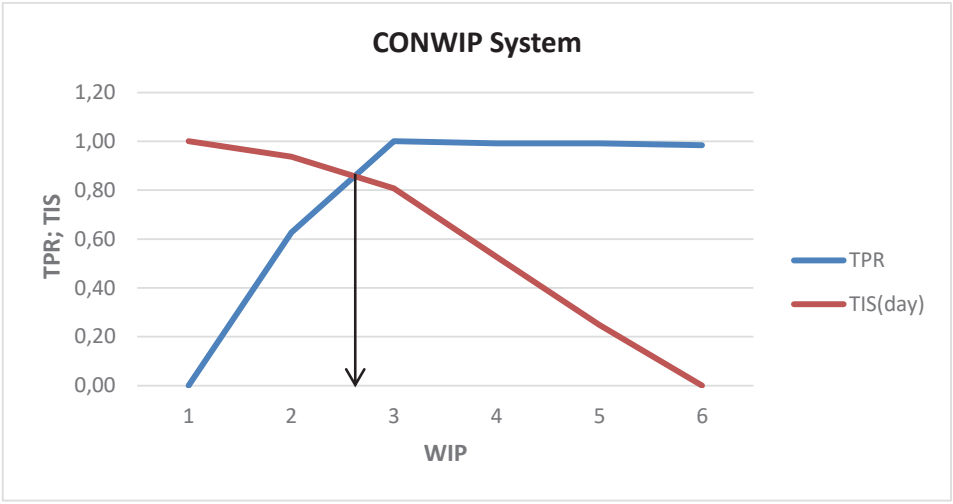
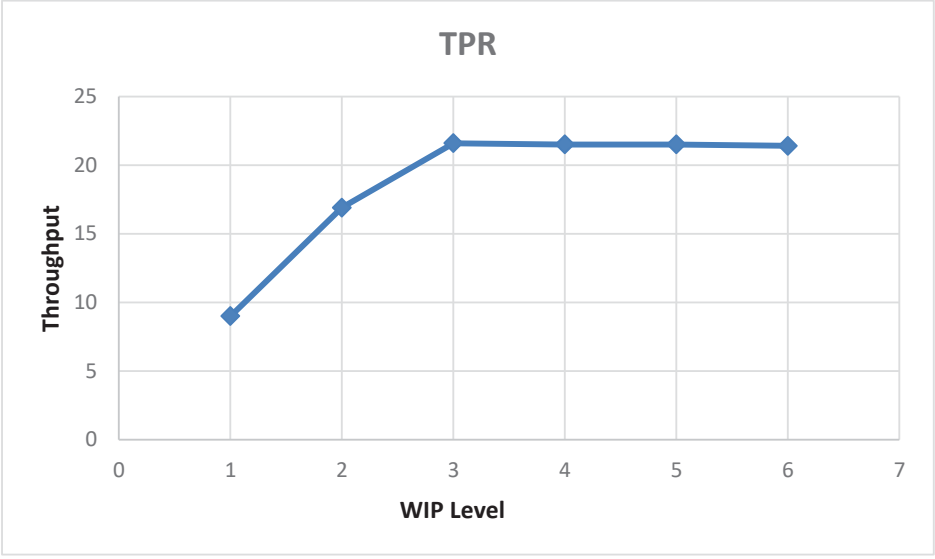


Figure 6. Normalized TPR-TIS curves and optimum WIP value.



.

Figure 7. TPR curve of CONWIP system in real conditions.

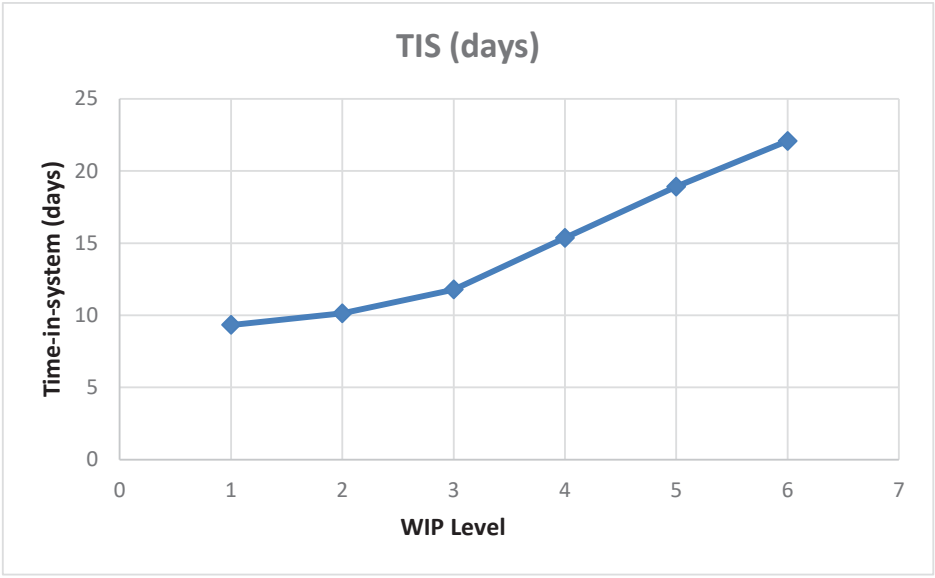


Figure 8: TIS curve of CONWIP system in real conditions.

5. Conclusion

In the first section of this paper, pure production control systems are discussed in general terms to clarify the reason of investigating that alternative control system for shipyards. Afterwards, basics of CONWIP system are introduced and its compatibility with shipbuilding process mentioned. Finally, simulation model is described and experiments for current and CONWIP state are performed.

The experiments show that when they work in optimum, both CONWIP and push system make it possible to produce roughly 22 blocks in 720 hours, average 11-12 days of time-in-system and WIP level less than 5.

This performance is derived for push system under ideal conditions. On ideal conditions, interarrival times are constant in that way system reaches the optimum point. However, it is too hard for push system to achieve that performance in real production environment because external (releasing) and internal (processing) times varies. Controlling these fluxional times and synchronizing them is a challenging task for push system in shipyards.

On the other hand, CONWIP system does not need any time control in real production environment for best performance. Only key factor is finding the correct level of WIP and fixing it. Maintaining the optimum result is possible by adjusting WIP value against changes in demand or processing sequences. CONWIP is robust and stable system because of its self-

synchronizing opportunity between releasing and processing times which minimizes the negative effects of environment. Additively, it is easier to fix and control WIP level rather than time.

As a hybrid system, CONWIP combines the advantages of pull control with wide usage opportunity of push control, successfully. Application of CONWIP in shipbuilding industry will increase productivity and effectiveness of shipyards. Coupled with continuous improvement methods, it is obvious that CONWIP system will strengthen the competition force of shipyards.

6. References

[1] Jaegler, Y., Burlat, P., & Lamouri, S. (2016). The ConWip Production Control System: a Literature.

[2] Romagnoli, G. (2015). Design and simulation of CONWIP in the complex flexible job shop of a Make-To-Order manufacturing firm. International Journal of Industrial Engineering Computations, 6(1), 117-134.

[3] Pergher, I., & Vaccaro, G. L. R. (2014). Work in process level definition: a method based on computer simulation and electre tri. Production, 24(3), 536-547.

[4] Dallasega, P., Rauch, E., & Matt, D. T. (2015). Sustainability in the supply chain through synchronization of demand and supply in ETO-companies. Procedia CIRP, 29, 215-220.

[5] Gastermann, B., Stopper, M., Luftensteiner, F., & Katalinic, B. (2014). Implementation of a Software Prototype with ConWIP Characteristics for Production Planning and Stock Management. Procedia Engineering, 69, 423-432

[6] Srinivasan, M. M., Ebbing, S. J., & Swearingen, A. T. (2003). Woodward Aircraft Engine Systems sets work-in-process levels for high-variety, low-volume products. Interfaces, 33(4), 61-69.

[7] Dong, F., Van Oyen, M. P., & Singer, D. J. (2014). Dynamic control of the N queueing network with application to shipbuilding. International Journal of Production Research, 52(4), 967-984.

[8] Dong, F., Deglise-Hawkinson, J. R., Van Oyen, M. P., & Singer, D. J. (2016). Dynamic control of a closed two-stage queueing network for outfitting process in shipbuilding. Computers & Operations Research, 72, 1-11.

[9] Rodzewicz, T. C., Potterton, J. H., Lappe, K. M., Yezefski, B. C., & Singer, D. J. (2010). A new approach to ship repair using CONWIP and parts kits. Journal of Ship Production, 26*(2),* 155-162.

[10] Khojasteh, Y. (2016) Production Control Systems; A Guide to Enhance Performance of Pull Systems, Springer Japan.

[11] Kanet, J. J. (1988). MRP 96: Time to rethink manufacturing logistics. Production and Inventory Management Journal, 29(2), 57.

[12] Spearman, M., Woodruff, D., & Hopp, W. (1990). CONWIP: A pull alternative to kanban.International Journal of Production Research, 28(5), 879-894. doi:10.1080/00207549008942761

[13] Hall, Robert W & APICS Repetitive Manufacturing Group (1981). Driving the productivity machine: production planning and control in Japan : a research report. American Production and Inventory Control Society, Falls Church, Va

[14] Marek, R. P., Elkins, D. A., & Smith, D. R. (2001, December). Manufacturing controls: understanding the fundamentals of Kanban and CONWIP pull systems using simulation. In Proceedings of the 33nd conference on Winter simulation (pp. 921-929). IEEE Computer Society.

[15] Özkök, M. (2010). Tersane Verimliliğinin İyileştirilmesi: Gemi İnşaatında Modern Endüstri Mühendisliği ve Belirsizlik Süreçlerinin Uygulanması (Doctoral dissertation, Fen Bilimleri Enstitüsü).

[16] Özdağoğlu, A. (2013). Çok ölçütlü karar verme modellerinde normalizasyon tekniklerinin sonuçlara etkisi: COPRAS örneği. Eskişehir Osmangazi Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Dergisi, 8(2).

MONTE CARLO SIMULATION EXERCISE IN THE SHIP PRODUCTION PLANNING

Mustafa KAFALI[1], Yalçın ÜNSAN[2], Murat ÖZKÖK[3]

ABSTRACT

While production planning process, uncertainties inherent in business make it difficult to adopt a deterministic approach. Therefore, incorporating the impact of the risk in the planning process is of great importance. Monte Carlo simulation technique is a methodology that allows system components to be modeled as probabilistic. By Monte Carlo simulation that allowing the calculation of the many scenarios with the randomly generated value from the probability distribution of the variable, a probability distribution for the inspection of the desired parameter is eventually obtained. In this study a Monte Carlo simulation exercise is made on a fictitious system for the purpose of inclusion of the risk in the planning stage of ship construction. Firstly, the network system is mapped according to the deterministic case and critical path is established. Subsequently, processing time was rehandled as probabilistic and the results of this condition are discussed. It is believed that the study contributes to the literature in terms of addressing the risk in the shipbuilding planning process.

Keywords: Ship production planning, Monte Carlo simulation, risk, critical path

1. Introduction

Project risk management, one of the main subjects of project management, is the planning, organization, monitoring and control of all aspects of a project and it consists of risk identification, risk qualification, risk response development, and risk response control. There are 26 risk items defined in shipbuilding projects (Table 1) [1]. Deterministic methods predict schedule and cost provide only point estimates so this approximation is unrealistic. Additionally, the knowledge of experienced experts about activity uncertainty is not utilized. Simulation-based project risk analysis is a valuable tool for engineering managers [2].

Project schedule risk analysis is one of the main aspects of project management. Therefore, in different industries many studies are carried out on this topic. Hu et al. proposed a new project schedule monitoring framework by introducing the activity cruciality index as a trigger for effective expediting to be integrated into the buffer monitoring process [3]. Lei et al. combined the large aircraft project risk management theory, qualitative and quantitative methods in order to analyze, evaluate and manage schedule risk. They used checklist and Delphi technique in order to identify schedule risk [4]. Eshtehardian and Khodaverdi exploited the Multiply Connected Belief Network approach in MATLAB environment to analyze the simultaneous occurrence of risk factors on schedule delay of a highway project

and the findings were tested in a different space using Monte Carlo simulation and had satisfactory results [5]. Van Dorp and Duffey proposed a method, provides a less cumbersome to elicit dependency information from project engineers, to model and quantify positive dependence between uncertainty distributions of activities [6]. Vaagen and Kaut built a mockup stochastic program to draw attention to and analyze the complexity of formulating and solving the engineering design planning problem. They demonstrated how design uncertainty is affecting the planning complexity and solutions [7]. Kolić et al. presented two new shipbuilding-contracting models and applied in a generic case study of contracting the newbuilding of a prototype vessel. Also a new contract risk analysis method using Monte Carlo simulation is developed [8].

Table 1. Major risk items in shipbuilding.

Risk category	Risk items	Remark
Natural	Typhoon, flood, earthquake and other uncontrollable events happen	External
Political	Regulations against shipbuilders tighten or are amended	External
Legal	Classification's rules change and influence shipbuilders	External
Social	Incendiary fire or burglaries occur	External
Economic	There is difficulty in supply of raw materials	Internal
Economic	Labor costs rise and cause problems	Internal
Economic	There is difficulty in meeting labor demands for production	Internal
Economic	There are shortages in design manpower	Internal
Economic	There is difficulty in supplying production equipment	Internal
Economic	Unexpected changes in inflation occur	External
Economic	New taxes or big changes in tax rates occur	External
Economic	Unexpected changes in exchange rates occur	External
Financial	Unexpected changes in interest rates occur	External
Financial	Changes in company credit ratings occur	Internal
Financial	Refund guarantee, operating costs and other difficulties in capital funding occur	Internal
Financial	Unexpected difficulties in cash flow occur	Internal
Technical	Changes in design occur	Internal
Technical	Introduction of new technologies incur new risks	Internal
Technical	Failures in production equipment occur	Internal
Technical	Instances arise where the specifications of the shipbuilding contract cannot be met	Internal
Managerial	Productivity does not improve	Internal
Managerial	Problems in quality management arise	Internal
Managerial	Problems arise due to strikes at headquarters	Internal
Managerial	Problems arise due to strikes at subcontractors	Internal
Managerial	Time schedule is exceeded and does not go according to plan	Internal
Managerial	Budget is exceeded and does not go according to plan	Internal

In the later parts of this paper, primarily network diagrams and Monte Carlo simulation are briefly mentioned. After that a fictive deterministic ship block production project data including activity list and precedence relations is developed. Subsequently according to the project data, a network diagram is built and critical path is determined using MS Project software. Afterwards, activity durations are transformed to probabilistic form for the purpose of inclusion of the risk in the planning stage of block construction and Monte Carlo

simulation run is carried out to analyze the alternative paths. Using Monte Carlo simulation, the possibility of any path could become critical is controlled. @RISK software is used as a tool for Monte Carlo simulation. In the last part of the study the results are discussed.

2. Network Diagram

There are two ways a project schedule can be built:

- Gantt chart
- Network diagram

The Gantt chart is the oldest one and is used effectively in simple, short-duration types of projects. In case of detailed projects, network diagrams can be used for exhaustive project planning. Network diagrams are also a tool for analyzing scheduling alternatives and a control tool as described below:

- Planning: The project network diagram is very useful to see the relationship between project tasks
- Implementation: Using automated project management software tools, the network diagram is automatically updated. The task status can be viewed and completion date estimation is made.
- Control: Gantt chart view of the network diagram is the best graphical report for monitoring and controlling project. But the Gantt chart cannot be used for control purposes if network scheduling is not done.

After the identification the set of tasks in the project as output of the resource breakdown structure (RBS), work breakdown structure (WBS) and task durations, the planning team needs to determine the order in which these tasks are to be performed. The project network diagram is a visual representation of the tasks in which the project work can be done [9].
There are two types of project network diagraming:

- Activity-on-the-arc (AoA): In this format activities are displayed by means of arcs. The nodes are milestones denoting the start and/or finish of a set of activities.
- Activity-on-the-node (AoN): An AoN network displays the activities by nodes and precedence relations by arcs. Nowadays activity-on-the-node format is popular. Figure 1 shows example network diagrams for AoA and AoN formats [10].

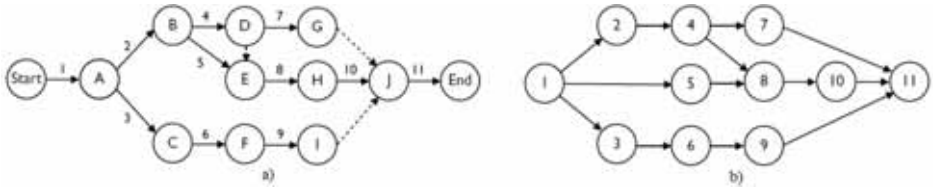


Figure 1. a) Activity-on-the-arc format. b) Activity-on-the-node format.

3. Monte Carlo Simulation

In this paper a project schedule risk analysis is performed based on Monte Carlo simulation method. Monte Carlo simulation generates numbers from a predefined probability distribution to predict the most likely outcome that certain events will occur. It produces thousands of possible outcomes for a variable in order to evaluate uncertainty and chance events [11].

A Monte Carlo simulation can be run to generate a duration for each project activity given its predefined uncertainty profile [12]. Further, Monte Carlo simulation can be used to derive statistics about the project. For each activity a probability distribution is assigned. Monte-Carlo simulation is also beneficial to account for risk in project scheduling and to inform managers about the possible needs to compensate for risks in meeting project deadlines [13]. Figure 2 shows basic of Monte Carlo simulation [14].

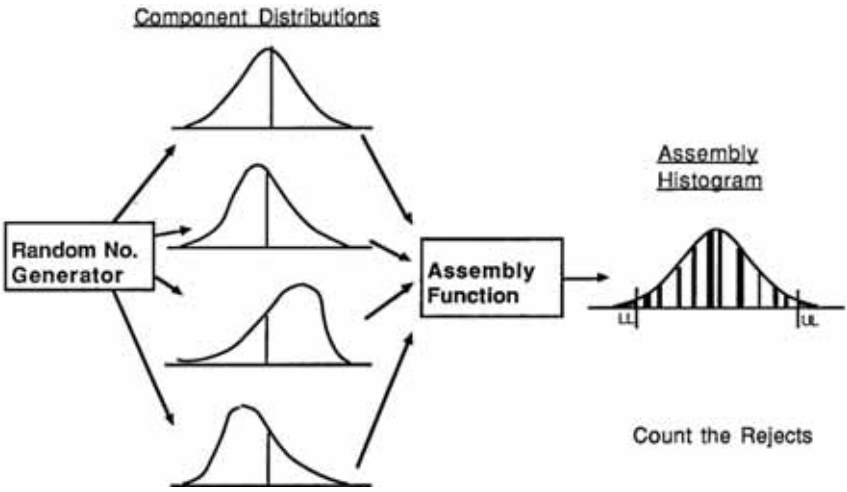


Figure 2. Monte Carlo simulation.

4. A Deterministic Block Production Schedule

In this chapter a fictive simplified deterministic ship block production project is developed and network diagram is constructed. There are sixteen activities to product a ship block. Table 2 shows these activities, their durations and predecessors.

The network diagram constructed in accordance with project data is shown in figure 3. The red boxes show critical path. Enumeration of all possible paths of the network diagram are listed in table 3.

Table 2. Project data.

Activity no	Activities	Duration (min)	Predecessor
2	Edge cutting process	210	-
3	Welding groove process	217	2
4	Panel fabrication	640	3
5	Panel cutting	375	4
6	Profile mounting	390	5; 12
7	Profile welding	440	6
8	Group mounting	530	7; 14
9	Group welding	710	8
10	Sub block grinding	145	9; 16
11	Nest cuttting	690	-
12	Profile cutting	465	-
13	Profile bending	395	12
14	Part fabrication	1850	11; 12
15	Plate bending	1400	11
16	Curved sub block fabrication	1350	13; 14; 15
17	Block assembly	2650	10

Table 3. Enumeration of all possible paths.

Path no	Activities and durations												Total duration
Path 1	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**17**	**18**	
	0	210	217	640	375	390	440	530	710	145	2650	0	6307
Path 2	**1**	**11**	**14**	**8**	**9**	**10**	**17**	**18**					
	0	690	1850	530	710	145	2650	0					6575
Path 3	**1**	**11**	**14**	**16**	**10**	**17**	**18**						
	0	690	1850	1350	145	2650	0						6685
Path 4	**1**	**11**	**15**	**16**	**10**	**17**	**18**						
	0	690	1400	1350	145	2650	0						6235
Path 5	**1**	**12**	**14**	**8**	**9**	**10**	**17**	**18**					
	0	465	1850	530	710	145	2650	0					6350
Path 6	**1**	**12**	**14**	**16**	**10**	**17**	**18**						
	0	465	1850	1350	145	2650	0						6460
Path 7	**1**	**12**	**16**	**7**	**8**	**9**	**10**	**17**	**18**				
	0	465	1350	440	530	710	145	2650	0				6290
Path 8	**1**	**12**	**13**	**16**	**10**	**17**	**18**						
	0	465	395	1350	145	2650	0						5005

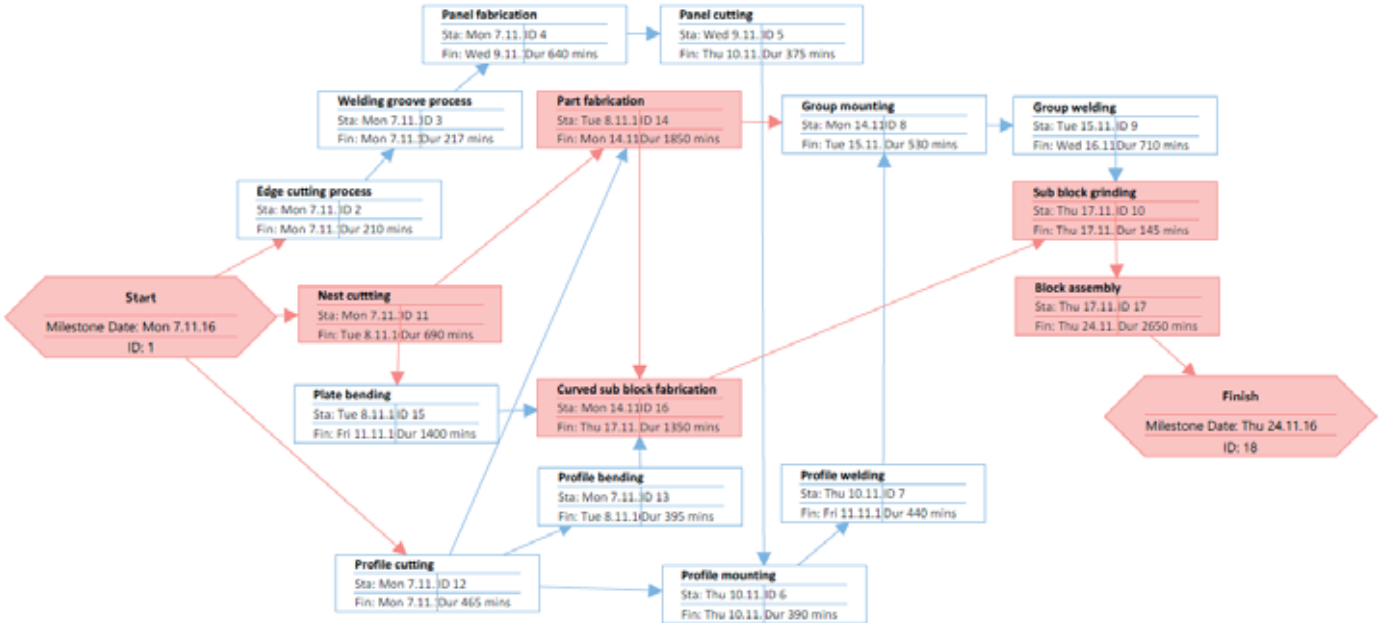


Figure 3. Project network diagram.

As seen there are eight alternative paths and third one is the critical path. Its total duration is 6685 minutes. As can be noted that other possible paths have very close duration except path 5. Therefore, these deterministic results can be misleading for a project manager to obstruct reliable decisions.

5. Monte Carlo Simulation for More Realistic Schedule

Project managers and planners need more information than deterministic results to construct more reliable schedule and to handle schedule risks. Monte Carlo simulation is implemented for the purpose of inclusion of the risk in the planning stage of ship block construction. To make the data suitable for simulation, processing times are rehandled as probabilistic. Triangular distribution function is accepted for probabilistic activity durations. Three-point estimate is used in the triangular distributions as shown in figure 4 [12].

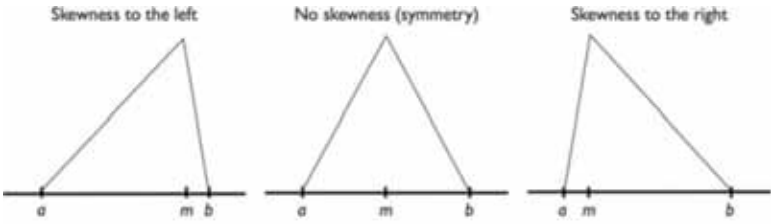


Figure 4. Illustration of triangular distributions with and without skewness.

Where a is the optimistic value, m is the most likely value and b is the pessimistic value. For the project data given in table 2 it is assumed that deterministic durations are the most likely values (m), pessimistic durations (b) are 20% longer than most likely values and optimistic durations (a) are 10% shorter than most likely values. New probabilistic durations of the activities are given in table 4.

Table 4. Probabilistic durations of the activities.

Activities	Pessimistic	Most likely	Optimistic
Edge cutting process	189	210	252
Welding groove process	195,3	217	260,4
Panel fabrication	576	640	768
Panel cutting	337,5	375	450
Profile mounting	351	390	468
Profile welding	396	440	528
Group mounting	477	530	636
Group welding	639	710	852
Sub block grinding	130,5	145	174
Nest cuttting	621	690	828
Profile cutting	418,5	465	558
Profile bending	355,5	395	474
Part fabrication	1665	1850	2220
Plate bending	1260	1400	1680
Curved sub block fabrication	1215	1350	1620
Block assembly	2385	2650	3180

In the deterministic case path 3 is the critical path and total duration is 6685 minutes. After Monte Carlo simulation run is carried out, the distribution graphs for each path is obtained as seen in figure 5. Number of iterations are 50000. Summary statistics of every paths are given in table 5.

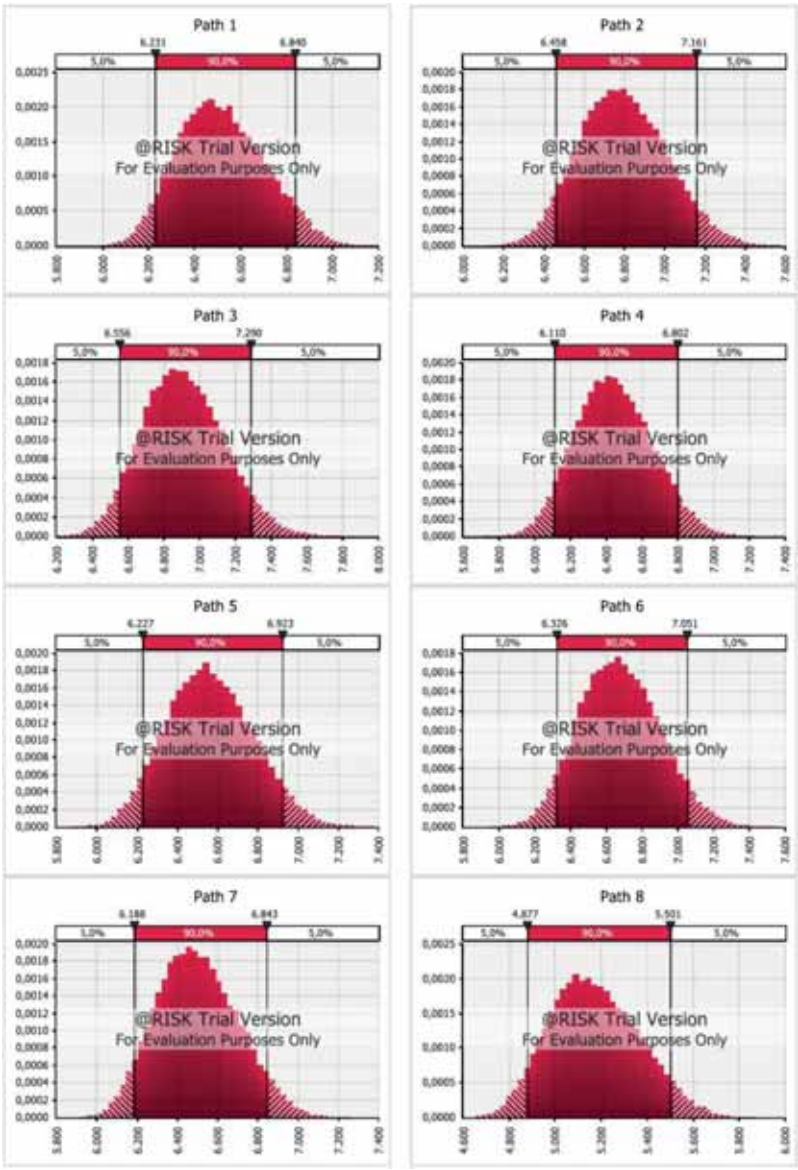


Figure 5. Distribution graphs for each path.

Table 5. Summary statistics of all paths.

	Path 1	Path 2	Path 3	Path 4	Path 5	Path 6	Path 7	Path 8
Minimum	5987	6115	6205	5702	5875	5955	5912	4654
Maximum	7197	7573	7799	7223	7374	7551	7263	5866
Mean	6517	6794	6908	6443	6562	6675	6500	5172
Std Dev	185	214	223	211	211	221	198	190

In real world the durations of activities vary due to many reasons. Note that statistic values are very close to each other. It is possible that the critical path can change. So all probable paths should be considered to evaluate the project schedule much better. Figure 6 shows all the distribution graphs together. For a clearer review distribution graphs are converted to curves by linking midpoints of bars except path 3. Delimiter is arranged 90% probability for path 3 because this path is calculated as critical in deterministic thought. When the data is analyzed in figure 6 it seems that project duration varies between 6556 and 7290 minutes. Path 2 has the closest likelihood to the path 3 with the probability of 85,3%. These are followed by path 6 (68,5%), path 5 (49,4%), path 1 (40,1%), path 7 (37,8%), path 4 (29,5). Path 8 is separate from all these paths so there is almost no risk path 8 could be critical path. We can say that the project manager should pay attention first to the path 3, path 2 and 6. Because these paths are candidate to become critical.

6. Conclusions

Production planners and project managers have to cope with uncertainties inherent in shipbuilding industry to develop a reliable schedule. Deterministic approach alone is not sufficient to achieve this purpose. Therefore, incorporating the impact of the risk in the planning process is of great importance. In this study a network diagram is constructed based on a fictive simplified project data. Later on critical path is established according to the deterministic case. Afterwards a Monte Carlo simulation run is performed with the intention of inclusion of the risk to the planning stage of ship block construction. Obtained results show that different paths can become critical in case of violation of conjectures. Therefore, planner should take into consideration real world risks while preparing project schedule. And also necessary preliminary arrangements should be made to compensate project schedule changes.

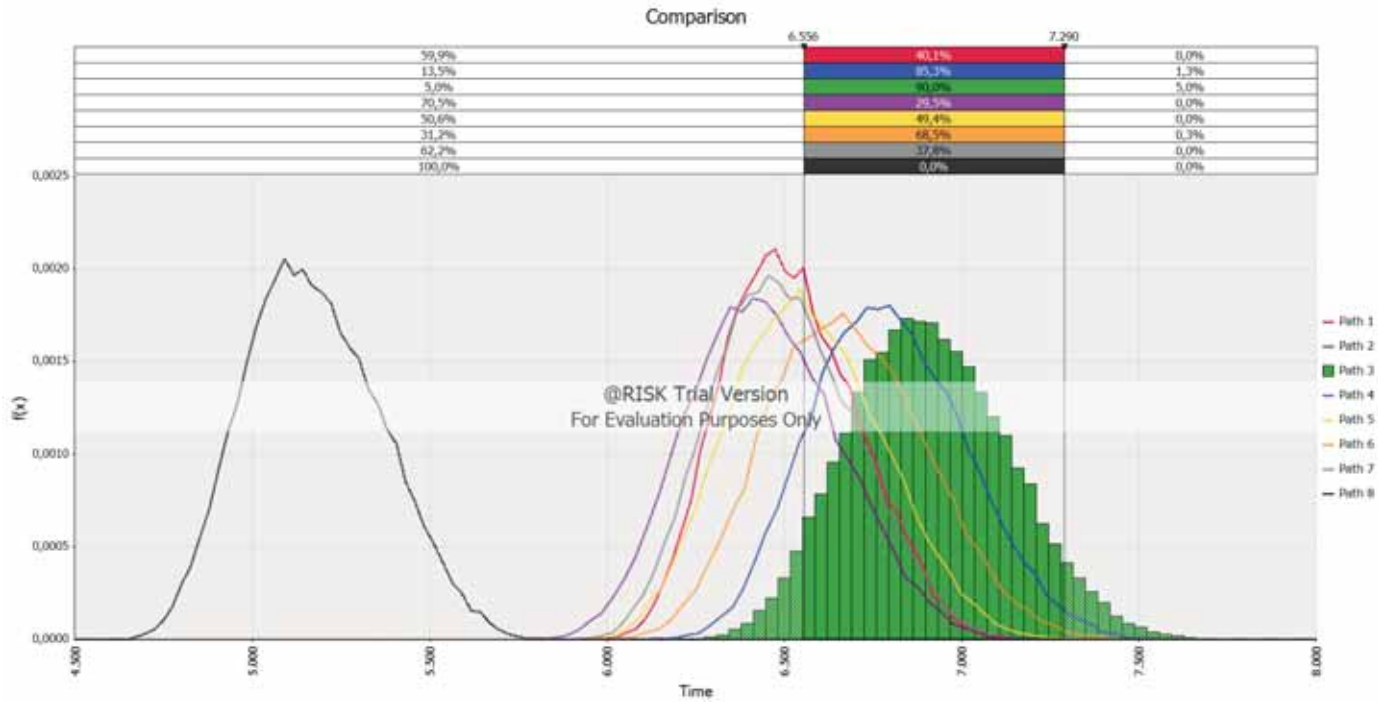


Figure 6. Comparison of paths' distributions.

7. References

[1] Lee, E., Park, Y., and Shin, J.G., "Large engineering project risk management using a Bayesian belief network", Expert Systems with Applications, 36 (3) 5880-5887, 2009.

[2] Duffey, M. and Van Dorp, J., "Risk analysis for large engineering projects: modeling cost uncertainty for ship production activities", Journal of Engineering Valuation and Cost Analysis, 2 285-301, 1998.

[3] Hu, X., Cui, N., Demeulemeester, E., and Bie, L., "Incorporation of activity sensitivity measures into buffer management to manage project schedule risk", European Journal of Operational Research, 249 (2) 717-727, 2016.

[4] Lei, J., Qiu, W.-h., Ding, C.-h., and Yuan, W.-f. "Research on Schedule Risk Management of Interdisciplinary Complex Giant System", *Proceedings of the 22nd International Conference on Industrial Engineering and Engineering Management 2015*, 2016.

[5] Eshtehardian, E. and Khodaverdi, S., "A Multiply Connected Belief Network approach for schedule risk analysis of metropolitan construction projects", Civil Engineering and Environmental Systems, 1-20, 2016.

[6] Van Dorp, J. and Duffey, M., "Statistical dependence in risk analysis for project networks using Monte Carlo methods", International Journal of Production Economics, 58 (1) 17-29, 1999.

[7] Vaagen, H. and Kaut, M. "A Mockup Stochastic Program to Study the Impact of Design Uncertainty on ETO Shipbuilding Planning", *IFIP International Conference on Advances in Production Management Systems*, 2015.

[8] Kolić, D., Storch, R.L., and Fafandjel, N., "Transformation of Advanced Contract Types for the Shipbuilding Industry with Risk Analysis", Brodogradnja, 65 (4) 53-64, 2014.

[9] Wysocki, R.K., "Effective project management: traditional, agile, extreme", John Wiley & Sons, Canada,ed 5, 2009.

[10] Vanhoucke, M., "Project management with dynamic scheduling", Springer, Ghent, Belgium, 2012.

[11] Vanhoucke, M., "Taking sound business decisions: from rich data to better solutions", OR-AS, Merelbeke, Belgium,ed 1, 2015.

[12] Vanhoucke, M., "Integrated Project Management Sourcebook", Springer, Switzerland, 2016.

[13] Nicholas, J.M. and Steyn, H., "Project management for business, engineering, and technology: Principles and practice", Elsevier, Canada,ed 3, 2008.

[14] Larsen, D.V., "An efficient method for iterative tolerance design using monte carlo simulation", Brigham Young University, Master of Science, 1989.

A SYSTEMATICAL INVESTIGATION ON THE SPATIAL AND TEMPORAL DISCRETIZATION OF SPH METHOD

Deniz Can KOLUKISA[1], Murat ÖZBULUT[2], Emre PEŞMAN[3]

ABSTRACT

In this study, 2D dam break problem is examined by means of weakly compressible Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) method. Simulations were performed to compare the results of three different time integration schemes, namely, Euler, midpoint and 4th order Runge-Kutta methods. The effects of the selected kinematic viscosity during the numerical simulations and particle intensity were also compared by implementing three different values for each aspect. Simulations run with kinematic viscosity values of $5x10^{-3}$, $1x10^{-4}$, $5x10^{-4}$ and $1x10^{-4}$ [m^2/s]. The same physical fluid domain was represented by 7200, 11250 and 16200 fluid particles for each viscosity value and time integration scheme combination. The presented study aims to achieve a systematical investigation on the spatial and temporal discretization of SPH method and draw a baseline for the optimum numerical parameters. Validation of each test case was performed on a single benchmark problem, namely, dam break problem in order to control all of the numerical parameters. The obtained results were compared with the experimental and numerical results found in the literature and the best numerical combination was reported by taking accuracy, stability and computational costs of each test case into account.

Keywords: SPH method, time integration schemes, dam break problem

[1] Karadeniz Technical University, Sürmene Faculty of Marine Sciences, Naval Architecture and Marine Engineering Department, e-mail: dckolukisa@ktu.edu.tr

[2] Piri Reis Üniversity, Faculty of Engineering, Naval Architecture and Marine Engineering Department, e-mail: mozbulut@pirireis.edu.tr

[3] Karadeniz Technical University, Sürmene Faculty of Marine Sciences, Naval Architecture and Marine Engineering Department, e-mail: pesman@ktu.edu.tr

1. Introduction

Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) method is a meshless numerical method mainly utilized for simulating fluid flow problems. It is a tool that allows relatively effortless implementation and flexible application at a wide variety of scientific and engineering topics due to its Lagrangian structure. Unlike Eulerian grid based methods, Lagrangian description allows significant material nodes to retain their physical identities throughout simulation period, therefore it facilitates simulations with large deformations and discontinuities. In SPH, these nodes are represented by freely moving particles treated as interpolation points. The partial differential equations of motion are discretized over the domain via utilizing integral representations of functions (e.g. velocity, density etc.) for each particle. And the information needed for the calculation is taken from the neighboring particles by the help of weight functions. Since the method simplifies implementation of complex geometries and free surface scattering, it naturally attracts interest of researchers from the ship hydrodynamics subject.

SPH method was initially introduced as a tool for astrophysical research by Gingold and Monaghan [1]; and by Lucy [2] with separate simultaneous studies in 1977. In 1994, method was introduced to free surface flow simulations by Monaghan [3] carrying out dam break, wave maker and beach wave propagation simulations. Monaghan proposed an incompressible fluid approximation by limiting the compressible characteristic of SPH method which was referred to as Weakly Compressible SPH (WCSPH) approach [3]. Later after 2000's, method was interestingly evolved and spread to other research areas like ballistics [4], metallurgy [5], oceanography [6]. Meanwhile the developments have continued up to date at numerical end of the method by the introduction and development of the correction algorithms. There is also another branch of the SPH development which allows fully incompressible simulations by implementing an implicit scheme on pressure calculations [7], however the method has its strict limitations in terms of time step size. In 1983, Monaghan and Gingold [8] proposed an artificial viscosity parameter to compensate the viscous terms in momentum equation in WCSPH. Subsequently Johnson [9] examined the effects of artificial viscosity by implementing different forms of artificial viscosity terms. In terms of discretization, Violeau and Leroy [10, 11] investigated the effects of time step size on the stability of the solutions.

The main purpose of this study is to make inferences on the effects of three aspects which affect the quality of the numerical results; kinematic viscosity, time step and particle sizing. To achieve that objective, three different variations for each parameter are simulated by altering one at a time systematically.

2. Theoretical Background

2.1. SPH discretization

The core of the SPH method is based on integral representation of functions. Value of a given function "f" at a certain coordinate "$\boldsymbol{x}$" can be approximated as following:

$$f(\boldsymbol{x}) = \int f(\boldsymbol{x}')W(\boldsymbol{x} - \boldsymbol{x}', h)\, d\boldsymbol{x}' \tag{1}$$

where $\boldsymbol{x}$ and $\boldsymbol{x}'$ represent coordinate sets of two seperate points. W is the kernel function which is derived from the dirac delta function by respecting certain requirements, explained with detail in [12, 13]. The mission of the kernel function is to collect information from a certain radius of neighboring points ($\boldsymbol{x}'$) of the point $\boldsymbol{x}$, limited by the definition of "h" smoothing lentgh with respect to the weight factor depending directly on the distance between given points. The above representation is called "*kernel approximation*".

Summing up of the neighboring data for a SPH particle is represented with the *particle approximation* definition. While the neighbor particles of particle i are denoted by j, value of the function f and its gradient for particle i in the discretized SPH domain are calculated by following equations:

$$\langle f_i \rangle = \sum_{j=1}^{n} \frac{m_j}{\rho_j} f_j W_{ij} \tag{2}$$

$$\langle \nabla f_i \rangle = \sum_{j=1}^{n} \frac{m_j}{\rho_j} f_j \nabla W_{ij} \tag{3}$$

where m and ρ are mass and density of the particles. In this study, quintic spline kernel function was utilized:

$$W(R,h) = \alpha_d \begin{cases} (3-R)^5 - 6(2-R)^5 + 15(1-R)^5, & 0 \le R < 1 \\ (3-R)^5 - 6(2-R)^5, & 1 \le R < 2 \\ (3-R)^5, & 2 \le R < 3 \\ 0, & R \ge 3 \end{cases} \tag{4}$$

where $R = r_{ij}/h$, and r_{ij} is distance of the particle j to the particle i in operating dimension; α_d is a coefficient depending on the dimension of the simulation domain, in this case taken as $7/(478\pi h^2)$ for two dimensions [14].

2.2. Governing equations

The continuity equation in Lagrangian form is written as follows:

$$\frac{1}{\rho}\frac{d\rho}{dt} = -\nabla \boldsymbol{u} \tag{5}$$

Conventional WCSPH formulation uses Lagrangian form of the Euler's equation for fluid mechanics, in which the viscous effects on Navier-Stokes equation are neglected:

$$\frac{d\boldsymbol{u}}{dt} = -\frac{1}{\rho}\nabla p + \boldsymbol{g} \tag{6}$$

$$\boldsymbol{u} = \frac{d\boldsymbol{r}}{dt} \tag{7}$$

where $\boldsymbol{u}$, $\boldsymbol{r}$, $\boldsymbol{g}$ and p represent velocity, position and gravitational acceleration vectors and pressure respectively. Since we follow the particle with respect to the Lagrangian description, there is no need to expand the left hand side of the equation (6) to its local and convective terms. Therefore equations (5) and (6) are transformed to suit the particle approximation by performing integral operations which are explained with detail in [15]:

$$\frac{D\boldsymbol{u}_i}{Dt} = -\sum_{j=1}^{N} m_j \left(\frac{p_i}{\rho_i^2} + \frac{p_j}{\rho_j^2} + \Pi_{\mathrm{ij}}\right).\nabla_{\mathrm{i}} W_{ij} \tag{8}$$

$$\frac{d\rho_i}{dt} = \rho_i \sum_{j=1}^{N} \frac{m_j}{\rho_j}\left(\boldsymbol{u}_i - \boldsymbol{u}_j\right).\nabla_{\mathrm{i}} W_{ij} \tag{9}$$

Equation (8) is the SPH momentum equation where the time rate of change of the velocity thus, acceleration of the particle i is calculated. Equation (9) is known as the continuity density, in which the relative velocities of the neighbor particles to the particle i are taken into account. Variations of these equations are also present in literature [13]. Pressure values of the particles are calculated by an interpretation of the equation of state for gases:

$$p_i = \frac{\rho_0 c_0^2}{\gamma}\left[\left(\frac{\rho_i}{\rho_0}\right)^{\gamma} - 1\right] \tag{10}$$

where γ is the ratio of heat for water and is equal to 7; ρ_0 is the reference density for the fluid; c_0 is the reference speed of sound. The above equation of state for the fluids provides restriction on compressibility. In order to reinforce incompressibility, the density fluctuations should be kept under 1% of the reference density value [3, 16]; thus, c_0 is taken as 50 [m/s] which satisfies this density variation limit in the simulations of the present study. Moreover the artificial viscosity term "Π_{ij}" is added in the momentum equation (8) as a stabilization parameter to compensate the effects of spatial discretization [17, 18]:

$$\Pi_{\mathrm{ij}} = \begin{cases} -\alpha\mu_{ij}\dfrac{c_i + c_j}{\rho_i + \rho_j}, & \boldsymbol{u}_{ij}.\boldsymbol{r}_{ij} < 0 \\ 0, & \boldsymbol{u}_{ij}.\boldsymbol{r}_{ij} \geq 0 \end{cases} \tag{11}$$

$$\mu_{ij} = h\frac{\left(\boldsymbol{u}_i - \boldsymbol{u}_j\right).\left(\boldsymbol{r}_i - \boldsymbol{r}_j\right)}{\left\|\boldsymbol{r}_i - \boldsymbol{r}_j\right\|^2 + \theta h^2} \tag{12}$$

$$\upsilon = \frac{1}{8}\alpha hc \tag{13}$$

where c_i is the local speed of sound expressed as $c_i = c_0(\rho_i/\rho_0)^{(\gamma-1)/2}$, α is a constant related to kinematic viscosity (υ) value with respect to the expression (13) estimated by Monaghan and Kos [17] and θ is a parameter which has a constant value of 0.05.

2.3. Density correction

Since the pressure calculation depends on the deviation of density from the reference value by 7th order (see Equation 9), small disturbances in densities can lead to high oscillations in pressure field. Therefore a density correction algorithm as a baseline treatment was applied to the numerical code [19]:

$$\hat{\rho}_i = \rho_i - \sigma \frac{\sum_{j=1}^{N}(\rho_i - \rho_j)W_{ij}}{\sum_{j=1}^{N} W_{ij}} \tag{14}$$

where the term $\hat{\rho}$ is the corrected density and σ is an averaging constant taken as 1.

2.4. Time integration schemes

In this work, three different time integration schemes were implemented systematically to examine the efficiency of each scheme. All in general form of:

$$\beta_i^{n+1} = \beta_i^n + \phi\Delta t \tag{15}$$

while β_i represents particle positions, densities or velocities; the function ϕ varies with the scheme, requiring calculation of the derivatives $d\boldsymbol{u}_i/dt$ and $d\rho_i/dt$ at the beginning point of the iteration"n" for *Euler method*, and at the half time step "$(n + 1/2)$" for the modified Euler method also known as the *midpoint method* . For Runge-Kutta integration scheme, the *fourth-order Runge-Kutta method* was utilized, in which an enhanced estimation for the function ϕ is done.

3. Dam Break Problem

Numerical simulations run for the two dimensional dam break problem which is a common validation tool for free surface SPH studies [19, 20]. The case analyzes the behavior of an instantly released, initially stagnant water column towards the opposite wall. The problem geometry is given in Figure 1, where the dimensions are H_w=0.6 m, L_w=1.2 m, L=3.23 m and the pressure measurement location "P" at the opposite wall is located H_p=0.115 m above the ground. Hydrostatic pressure distribution was done via assigning initial density

and pressure values for the fluid particles. Validations were done by comparing the numerical results with the experiment results of [21].

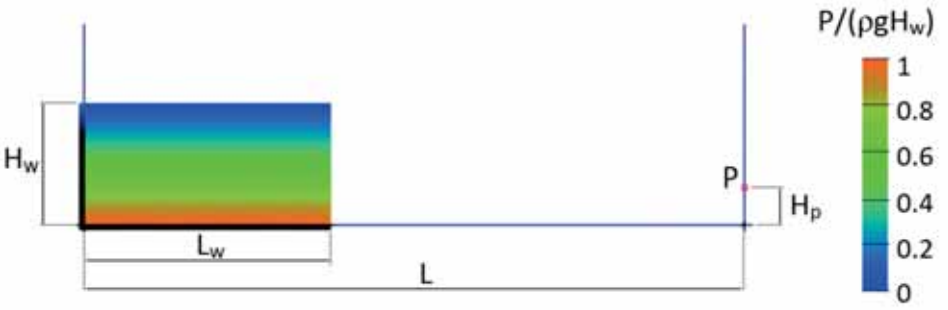


Figure 1. Initial setup for the dam break problem.

Wall boundaries were represented with fixed solid particles and for the impermeability and assurance of kernel symmetry at the boundaries, ghost particles were created for fluid particles which have $3h$ or less distance to the solid particles by duplicating the fluid particle symmetrically to the boundary axes. In this operation mass and density of the particles were preserved. However the velocity vectors for the particles were also mirrored and pressure values for the particles under the floor were adjusted to reflect the hydrostatical pressure difference with respect to the vertical distance. The ghost particles were updated at the beginning of each time step.

3.1. Test cases

The same problem domain was represented with three different initial particle distributions in which the particles were distributed regularly with fixed Δx distances in each axis. Cases with Δx values of $1x10^{-2}$, $8x10^{-3}$ and $6.667x10^{-3}$ [m] have; 7200, 11250 and 16200 fluid particles respectively where h value is taken 1.33Δx in each case. Time step sizes for the simulations vary only with selected particle distance and were set fixed during the simulations with respect to the CFL condition; $\Delta t \leq C_{CFL} h_{ij\,(\min)}/(c_i + v_{max})$ [19]. The C_{CFL} number was taken as 0.4 for the simulations. Therefore the half of the calculated maximum Δt value for CFL condition was selected for each initial discretization; $4.94x10^{-5}$, $3.95x10^{-5}$ and $3.29x10^{-5}$ respectively for 7200, 11250 and 16200 particle situations.

To examine the effects of the viscosity, four different kinematic viscosity values were used; $5x10^{-3}$, $1x10^{-4}$, $5x10^{-4}$ and $1x10^{-4}$ [m^2/s]. Furthermore, three time integration schemes, namely, Euler method, midpoint method and Runge-Kutta method were utilized creating a 4x3x3 matrix of 36 numerical simulations given in Table 1. Naming of the simulations were done with respect to their integration scheme; "e" for Euler, "m" for midpoint and "rk" for Runge-Kutta.

Table 1. Simulation matrix

Kinematic Viscosity[m^2/s]	Number of Particles	Integration Scheme		
		Euler	Midpoint	Runge-Kutta
$5x10^{-3}$	7200	e1	m1	rk1
	11250	e2	m2	rk2
	16200	e3	m3	rk3
$1x10^{-3}$	7200	e4	m4	rk4
	11250	e5	m5	rk5
	16200	e6	m6	rk6
$5x10^{-4}$	7200	e7	m7	rk7
	11250	e8	m8	rk8
	16200	e9	m9	rk9
$1x10^{-4}$	7200	e10	m10	rk10
	11250	e11	m11	rk11
	16200	e12	m12	rk12

4. Numerical Results

A serial C++ code was built for the numerical simulations, allowing solution of 1 to 14 time steps per second on a single CPU core, depending on the time integration scheme and number of particles. In Figures 2 to 13; numerical and experimental data of pressure values on the opposite wall at the location P were compared in terms of time integration schemes. Results with the same kinematic viscosity values and same number of particles were grouped while only integration schemes vary in each figure.

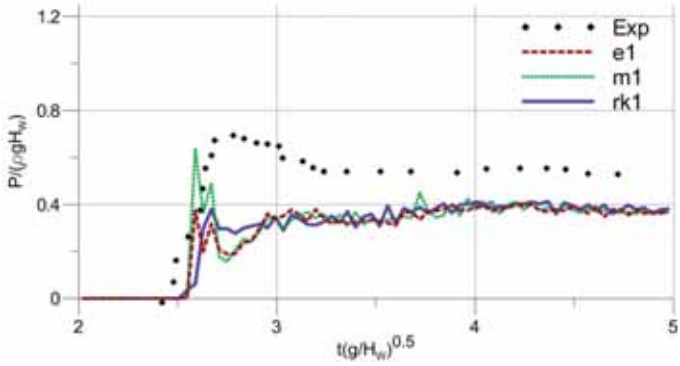


Figure 2. Pressure evaluation for $\upsilon=5x10^{-3}$ m^2/s and 7200 particles

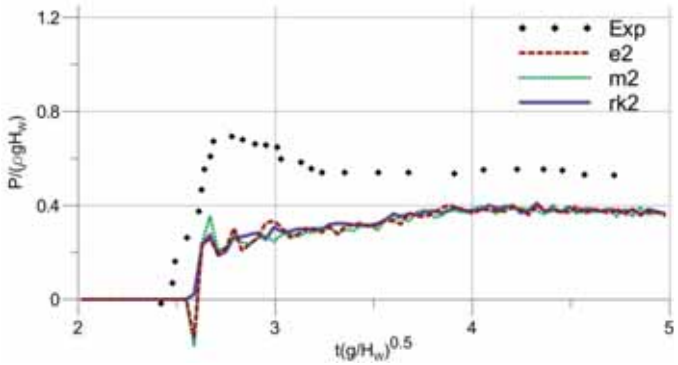


Figure 3. Pressure evaluation for $\upsilon=5x10^{-3}$ m^2/s and 11250 particles

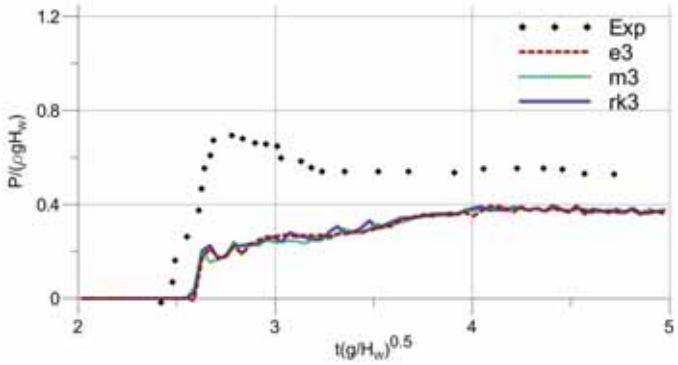


Figure 4. Pressure evaluation for $\upsilon=5x10^{-3}$ m^2/s and 16200 particles

Naturally the lower viscosity values should return in better results since the kinematic viscosity of water is around $1x10^{-6}$ [m^2/s]. Actually, the artificial viscosity term is adjusted with the alteration of α value in equation (13). Utilization of real viscosity value is inconvenient since it requires extremely small smoothing length, resulting in huge number of particles and infinitesimal time stepping; since decreasing α value itself to a limit without decreasing h value provokes instability problems causing simulation to collapse.

As it can be seen from the Figures 2, 3 and 4, higher viscosity values fail to cover the first impact time on the opposite wall, arriving late. Likewise, the pressure levels fall short of the experiment results.

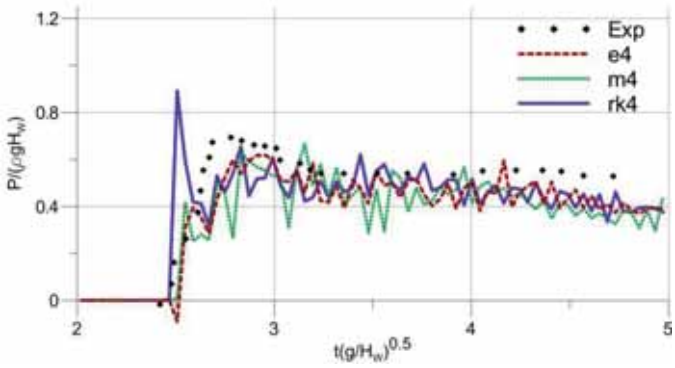


Figure 5. Pressure evaluation for $\upsilon=1x10^{-3}$ m^2/s and 7200 particles

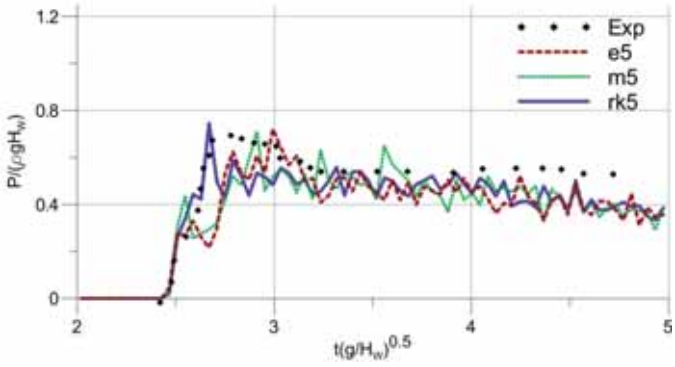


Figure 6. Pressure evaluation for $\upsilon=1x10^{-3}$ m^2/s and 11250 particles

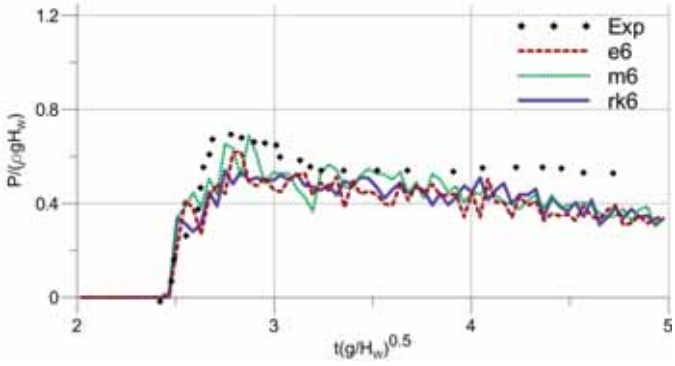


Figure 7. Pressure evaluation for $\upsilon=1x10^{-3}$ m^2/s and 16200 particles

With a decrease of viscosity, numerical results at Figures 5, 6 and 7 indicate the accurate impact time and adequately matches the pressure levels with a drop in latter stages. However noise of the pressure values are increased comparing to higher viscosity simulations; in contrast, the noise levels are reduced with the increase of the number of particles.

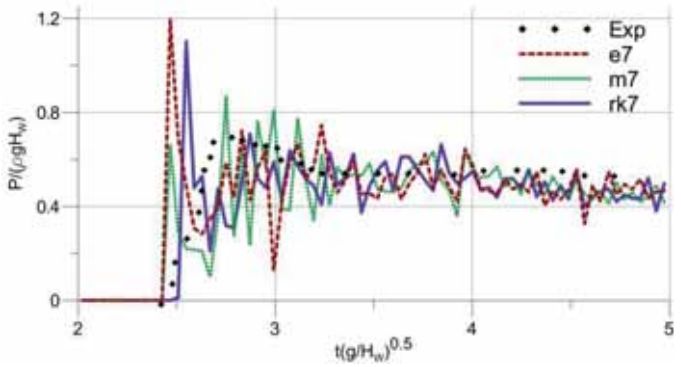


Figure 8. Pressure evaluation for $\upsilon=5x10^{-4}$ m^2/s and 7200 particles

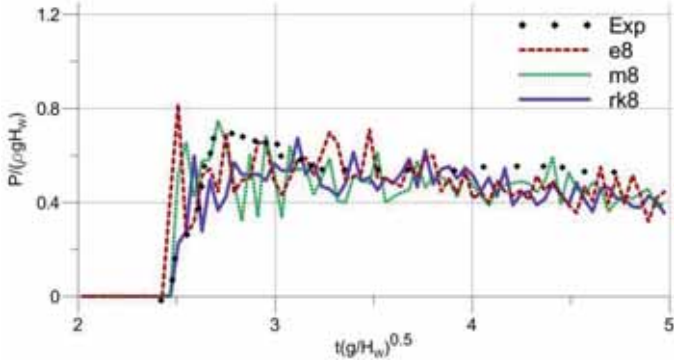


Figure 9. Pressure evaluation for $\upsilon=5x10^{-4}$ m^2/s and 11250 particles

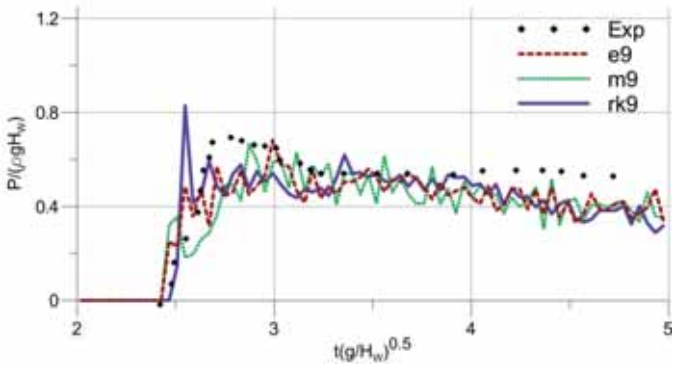


Figure 10. Pressure evaluation for $\upsilon=5x10^{-4}$ m^2/s and 16200 particles

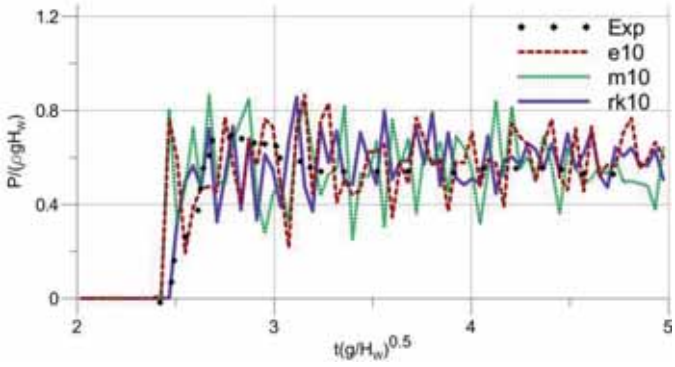


Figure 11. Pressure evaluation for $\upsilon=1x10^{-4}$ m^2/s and 7200 particles

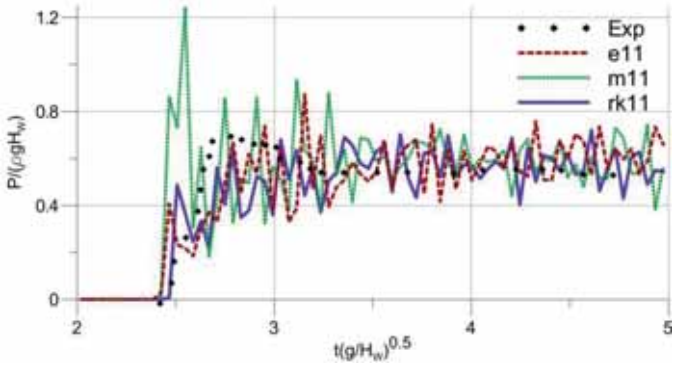


Figure 12. Pressure evaluation for $\upsilon=1x10^{-4}$ m^2/s and 11250 particles

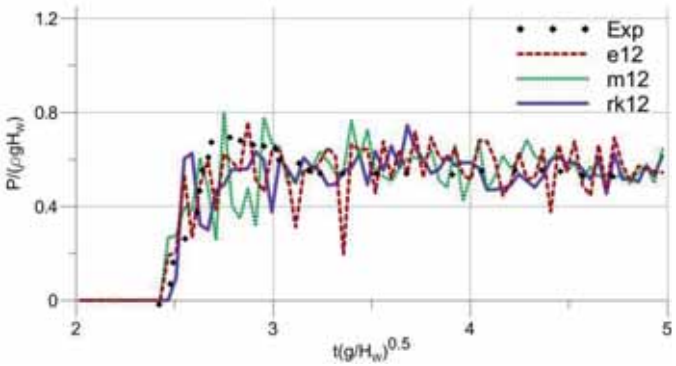


Figure 13. Pressure evaluation for υ=1x10^{-4} m^2/s and 16200 particles

Noise grows larger with the decrease of viscosity in Figures 8, 9 and 10. Besides, the noise reduction with the increase of number of particles becomes clearer. Further at Figures 11, 12 and 13, noisy characteristic continues. However the pressure drop was avoided at the latter stages. Moreover, all simulations indicate that the effects of the time integration schemes are negligible.

Energy dissipation characteristics of the simulations were calculated and compared with the simulation results of Özbulut et al. [19]. Dimensionless total mechanical energy loss is determined by; $(E_0 - (KE + PE))/\delta E$, where KE and PE represents total kinetic energy and potential energy of the particles respectively and $\delta E = E_f - E_0$ where E_0 and E_f are total potential energies at the beginning and end of the simulation where the fluid becomes fully static. Since all simulations give similar dissipation characteristics; results of the test case "rk12" with lower viscosity and finer discretization was compared with the SPH solution results of Özbulut et al. [19] for the same experiment setup:

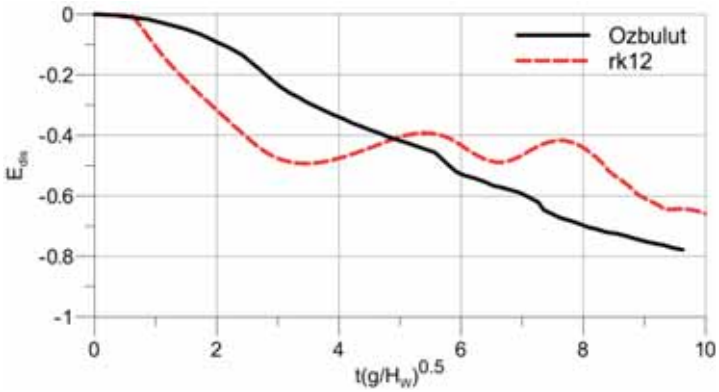


Figure 14. Mechanical energy dissipation throughout the simulation

Figure 14 demonstrates an initial energy drop, however the effect of the fluid arriving on opposite wall around 2.5 $t(g/H_w)^{0.5}$ is observable. Simulations covering the time span until without any particle movement should be performed to understand the whole behavior.

5. Conclusions

In this study, the effects of the kinematic viscosity, particle size and time integration schemes were examined via utilizing numerical simulations of the dam break problem. Kinematic viscosity values of $5x10^{-3}$, $1x10^{-4}$, $5x10^{-4}$ and $1x10^{-4}$ [m^2/s] were used. Euler, midpoint and Runge-Kutta methods were utilized for time integration, and simulations run with 7200, 11250 and 16200 fluid particles representing the same fluid domain for each viscosity value and integration scheme combination. For the validation; time history of pressure values at a sensor on the opposite wall were compared with the existing experiment results in the literature. Additionally mechanical energy dissipation of the fluid domain is examined and compared with existing numerical results in the literature.

Opposite wall pressure results demonstrate that kinematic viscosity values above $1x10^{-4}$ [m^2/s] are insufficient for representing the physical phenomena. However while the results approach the vicinity of the experimental, pressure values oscillate larger with the decreased viscosity.

On the other hand, finer particle discretization helps reduction of the noisy pressure. The sophistication of the time integration schemes have slight positive effects on the results of both pressure and dissipation values. Runge-Kutta method should be implemented for better results, however the gains are almost indistinct given the increase of the computation time by almost five times with the serial code structure. Therefore, the midpoint method, which compensates the computational costs easily besides the enhancement in the time stepping will be utilized in following studies.

For future work, the artificial particle displacement algorithm and free surface treatment algorithm should be considered to handle or overcome the situations of pressure oscillations and instabilities at lower viscosity values which may eventually improve the accuracy of the energy dissipation values. Additionally the performance of the numerical code may be enhanced by considering implementations of parallel computation possibilities.

References

[1] Gingold, R.A. and Monaghan, J.J., Smoothed Particle Hydrodynamics - Theory and Application to Non-Spherical Stars. Monthly Notices of the Royal Astronomical Society, 1977. 181(2): p. 375-389.

[2] Lucy, L.B., Numerical Approach to Testing of Fission Hypothesis. Astronomical Journal, 1977. 82(12): p. 1013-1024.

[3] Monaghan, J.J., Simulating Free-Surface Flows with Sph. Journal of Computational Physics, 1994. 110(2): p. 399-406.

[4] Joshi, V.S. and Carney, T.C., Modeling of bullet penetration in explosively welded composite armor plate. Shock Compression of Condensed Matter - 2005, Pts 1 and 2, 2006. 845: p. 1387-1390.

[5] Prakash, M., Cleary, P.W., and Taylor, J.A., SPH modeling of the effect of crucible tipping rate on oxide formation. Aluminium Cast House Technology Xii, 2011. 693: p. 54-62.

[6] Zou, S., Coastal sediment transport simulation by smoothed particle hydrodynamics. Ph.D. thesis, The Johns Hopkins University: Baltimore, Maryland, 2007.

[7] Shao, S.D. and Lo, E.Y.M., Incompressible SPH method for simulating Newtonian and non-Newtonian flows with a free surface. Advances in Water Resources, 2003. 26(7): p. 787-800.

[8] Monaghan, J.J. and Gingold, R.A., Shock Simulation by the Particle Method Sph. Journal of Computational Physics, 1983. 52(2): p. 374-389.

[9] Johnson, G.R., Artificial viscosity effects for SPH impact computations. International Journal of Impact Engineering, 1996. 18(5): p. 477-488.

[10] Violeau, D. and Leroy, A., Optimal time step for incompressible SPH. Journal of Computational Physics, 2015. 288: p. 119-130.

[11] Violeau, D. and Leroy, A., On the maximum time step in weakly compressible SPH. Journal of Computational Physics, 2014. 256: p. 388-415.

[12] Liu, G.R., Mesh-free methods.. moving beyond the finite element methods. 2003, Boca Raton: CRC PRESS.

[13] Liu, G.R. and Liu, M.B., Smoothed Particle Hydrodynamics: A Meshfree Lagrangian Method. 2003, Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd.

[14] Liu, M.B. and Liu, G.R., Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH): an Overview and Recent Developments. Archives of Computational Methods in Engineering, 2010. 17(1): p. 25-76.

[15] Gomez-Gesteira, M., et al., State-of-the-art of classical SPH for free-surface flows. Journal of Hydraulic Research, 2010. 48: p. 6-27.

[16] Antuono, M., et al., Free-surface flows solved by means of SPH schemes with numerical diffusive terms. Computer Physics Communications, 2010. 181(3): p. 532-549.

[17] Monaghan, J.J. and Kos, A., Solitary waves on a Cretan beach. Journal of Waterway Port Coastal and Ocean Engineering-Asce, 1999. 125(3): p. 145-154.

[18] Antuono, M., et al., Propagation of gravity waves through an SPH scheme with numerical diffusive terms. Computer Physics Communications, 2011. 182(4): p. 866-877.

[19] Ozbulut, M., Yildiz, M., and Goren, O., A numerical investigation into the correction algorithms for SPH method in modeling violent free surface flows. International Journal of Mechanical Sciences, 2014. 79: p. 56-65.

[20] Colagrossi, A. and Landrini, M., Numerical simulation of interfacial flows by smoothed particle hydrodynamics. Journal of Computational Physics, 2003. 191(2): p. 448-475.

[21] Pakozdi, C., A smoothed particle hydrodynamics study of two-dimensional nonlinear sloshing in rectangular tanks. Ph.D. thesis, 2008.

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SHOCK AND ACCELERATIONS ON INFLATABLE BOATS

A. Gültekin AVCI [1] , Barış BARLAS [2] and Mehmet S. MERDİVENCİ [3]

ABSTRACT

The objective of this study is to measure the shocks and hydrodynamic accelerations of high speed inflatable boats at sea. The issue for high speed craft that they in general are subject to high levels of vibration. Such vibrations may be harmful to the human body on-board and may reduce the situational awareness. An inflatable boat of 4.7 m was instrumented and a series of tests were conducted regarding vibration. In Istanbul, Istanbul AFAD (Disaster and Emergency Management Authority of Istanbul) use these boats for life saving purposes at Black Sea coasts and beaches of Istanbul. These types of boats running at high speed in rough seas experience six degrees of freedom (heave, surge, sway, yaw, roll and pitch) which is highly complex and dangerous. The reasons of the accelerations and pressures on the boat are, the wave impact, dead rise angle of the boat, running trim, displacement, speed of the boat and the incident wave heights. All the combination of the parameters make the hydrodynamic problem very complicated. An inertial measurement unit (IMU), was used to measure the impacts and the accelerations of the boat while cruising at sea, to examine the quality of the trip while identifying the environmental factors affecting individual susceptibility to motion sickness. By comparing the impacts encountered to the boat motions, it has been possible to determine which are the more dominant axes and show that it is not necessary to weight axes and show that it is not necessary to weight certain axes more than others. Then the Root Mean Square Values (RMS) and Vibration Dose Values (VDV) was calculated to compare the limits set for safe working practice according to current standards. The average speed in open water during trials was between 15 knots and 20 knots depending on the direction of travel relative to the waves. The total VDV of 12.10 $ms^{-1.75}$ experienced during the trials.

Keywords: Inflatable Boats; Vibration Dose Value; Root Mean Square Value; IMU Device; Impact; Hydrodynamic Accelerations.

1. Introduction

The mission of the Istanbul AFAD is to ensure the safety of life within its area. These inflatable boats have an important role on this mission. Our main objective was to measure the hydrodynamic accelerations of these boats at high speed in rough sea conditions. In any urgent case, level of hydrodynamic acceleration is very significant point on motion sicknesses especially while carrying injured person on board to the coast. During this journey

1 Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Phone:+902122856464, Phone:0212 285 6464, email: g.avci@itu.edu.tr

2 Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Phone:+902122856464, email: barlas@itu.edu.tr

3 Ecole Centrale de Nantes, Faculty of Engineering, Nantes, France, Phone:+33656851920, email: mehmetmerdivenci@gmail.com

comfort of injured person is so important and preventing from any possible motion sickness can save life.

There are numerous works in the literature investigating the accelerations on land vehicles. Nowadays, the shocks and hydrodynamic accelerations of water crafts can also be studied. Allen et al. [1] studied on the shocks and the impacts encountered on small high-speed craft exceed the limits set for safe working practice according to current standards. They set out to highlight the vibration dose values that can be expected during typical transits onboard high-speed craft and attempts to clarify some of the controversy currently surrounding vibration dose measurement in such circumstances. Nila et al. [2] focused on the hydrodynamic impact of bodies onto the water surface which is a problem of great importance in the design of off-shore structures and water crafts. Wines [3] focused on an issue for high speed craft that they in general are subject to high levels of vibration that ease the alertness. 11m hull RIB has been investigated experimentally for very high Froude numbers. Having recognized the problems that will most likely occur in calm water and in waves, the actual RIB was instrumented and a series of tests were conducted regarding vibration and maneuverability. Wertheim et al. [4] tested the traditional assumption that sea sickness is uniquely provoked by heave motion characteristics, with pitch and roll movements being ineffective. In an experiment with a ship motion simulator, subjects were exposed to pitch and roll motions in combination with rather weak heave motions that have no motion sickness inducing potential. Diaz et al. [5] presents the design of a robust controller with quantitative feedback theory (QFT) for reducing the vertical movement on a high-speed ferry. Kim et al. [6] investigated the response of the human body to the amounts, frequencies, directions, and exposure times of exerted forces. Processes have been developed to standardize these factors, and the typical examples are ISO 2631-1 and BS 6841, which are related to whole-body vibration and ISO 5349-1, which is related to hand transmitted vibration. Aranda et al. [7] improved the design of a multivariable robust controller so that it will be able to reduce incidences of motion sickness on high speed ferries. Merdivenci et al. [8] gave a complete literature survey about shocks and dynamic accelerations. The objective of this study is to measure the hydrodynamic accelerations of Istanbul AFAD's inflatable boats. The measurements in seas can lead the future researchers to design proper hull shapes and seating that can help people from severe impact injuries.

2. Materials and Method

The measurements are made using two Inertial Measurement Unit (IMU) devices. IMU is an electronic device that measures on a body's velocity, orientation, and gravitational forces, using a combination of accelerometers and gyroscopes. It works by detecting the current rate of acceleration using one or more accelerometers, and detects changes in rotational attributes like pitch, roll and yaw using one or more gyroscopes. The general view of an IMU device is shown in Figure 2.1. IMU devices used in this study are Xsens MTi-G-700 and Xsens MTi-200.

Figure 2.1: IMU device general view and axis orientation

2.1. Motion sickness

Motion sickness (also called kinetosis) is a condition in which a disagreement exists between visually perceived movement and the sensory system's sense of movement. It may be induced by motion (as in travel by car, boat, or air) and characterized by nausea. The term motion sickness was proposed to provide a general designation for such similar syndromes as seasickness, train sickness, car sickness, and airsickness. This term, though imprecise for scientific purposes, has gained wide acceptance. Motion sickness comprises a group of symptoms resulting from sudden exposure to periodic abnormal accelerations. The symptoms include dizziness, paleness, cold sweating, hyper-salivation, and most importantly nausea and vomiting. Factors which are leading motion sickness can be divided into two groups: those related to inducement, i.e. motion type and provocative property of inducement, and those related to the persons themselves, i.e. disorientation, hypersensitivity, etc.

2.2. Shock and vibration analysis

The seamen and passengers have experienced the risk of slamming at high speeds in rough sea conditions. There are specific standards intended to limit impact exposure on boat passengers and operators. While it is a known fact that severe injury in slamming events results from impact, not form vibration, most of these standards are based on different methods of reducing complex whole-body vibration (WBV) exposure data to simple single-figure values. Vibration can cause various health problems including accelerated aging of spinal disks and cartilage. Those problems contribute to cumulative injuries that can weaken structures and increase the risk of acute injury. However acute injury is most commonly triggered by impacts. The most severe injuries caused by slamming in high-speed boats include fractures in vertebrae and extremities, and ruptures of intervertebral disks including those in the neck. A fast boat in motion even on a relatively calm sea is bafflingly dynamic, making it difficult to accurately predict the slamming loads passengers in a particular boat in particular conditions will be exposed to. It is safe to say that risk of acute injury is proportional to the level of energy absorbed form a particular slam but accurately predicting the magnitude of any slam is practically impossible [9].

To measure the hydrodynamic accelerations of a moving craft, it is the best option the measurement device at a position where we expect the least (smallest) transient accelerations. This is typically close to the center of gravity (CG) of the craft since any rotations around the center of gravity into centripetal accelerations at any point of rotation, which is usually close to the CG. There are some existing standards that might help boat designers and builders determine limits for "how much" and "what kind of exposure" is safe or dangerous. Some of the existing standards are [9],

- European Union Directive 2002/44/EC,
- ISO 2631-1 [10],
- ISO 2631-5 [11],
- Annex 10 of 2000 HSC CODE,
- Root mean square (RMS) value,
- The acceleration dose,
- Vibration dose value(VDV),
- Crest Factor,
- Impact Count Index(ICI),
- Sed 8,
- Peak Over Threshold(POT)

2.2.1. Root mean square values

The Root Mean Square (RMS) value of a set of values is the square root of the arithmetic mean of the squares of the values. In the case of a set of *n* values $\{x_1,x_2,\ldots,x_n\}$the RMS is written as

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{n}(x_1^2 + x_2^2 + \cdots + x_n^2)} \tag{1}$$

2.2.2. Vibration dose values

Vibration Dose Values (VDV) were determined for each axis the VDV was calculated by

$$VDV = \left(\int_0^T a^4(t)dt\right)^{1/4} \tag{2}$$

where *T* is the duration of the exposure and *a* is the frequency weighted acceleration. The unit of measure of VDV is $ms^{-1.75}$. The combined VDV in all axes was determined by

$$VDV_{xyz} = (VDV_x^4 + VDV_y^4 + VDV_z^4)^{1/4} \tag{3}$$

and the total VDV of total trials calculated by,

$$VDV_{TOTAL} = (VDV_1^4 + VDV_2^4 + \cdots + VDV_n^4)^{1/4} \quad (4)$$

where VDV_1 , VDV_2 and VDV_n are the combined axis VDVs of trials, as given by Equation 3.

Since VDV is sensitive to both shocks and vibration, it is interesting to note the estimated contribution to VDV of vibration alone, i.e., without the effects of impacts, and to determine the dosage a person would have received had they been on the boat in calm water with the engine running for the same length of time as the trials.

3. Experiment

The experiment has done with a rigid inflatable 4.70 meters Mercury boat of Istanbul AFAD at Marmara Sea given in Figure 3.1. The boat was equipped with two tri-axial accelerometers on different positions (Figure 3.2). Two trials on the same day approximately five minutes apart were undertaken on board. The duration of each trial was approximately 7 and 8 minutes, respectively. Both trials contained a mixture of head, beam and following seas. The sea state was estimated to be 1 on both trials. The average speed in open water during both trials was between 15 knots and 20 knots depending on the direction of travel relative to the waves. The axes of the accelerometer were aligned such that the Z axis measured vertical acceleration or heave, the Y axis measured transverse or lateral acceleration and the X axis fore-aft accelerations. The X, Y and Z axes of the rate gyros were aligned to measure roll, pitch and yaw, respectively. Basic vehicle parameters of the boat are given in Table 8. Similar measurements can be found on Riley [12] and Ullman [13]. Basic vehicle parameters of the boat are given in Table 3.1.

Figure 3.1: Inflatable boat of AFAD Mercury Heavy-Duty 470 XS

Table 3.1: Boat Specifications Mercury Heavy-Duty 470 XS

Specification	Value
Engine Output	25 kw
Overall length	470 cm
Length inside	332 cm
Overall beam	216 cm
Maximum Load	1200 kg
Boat's Weight	160 kg
Beam Inside	108 cm
Tube Diameter	54 cm

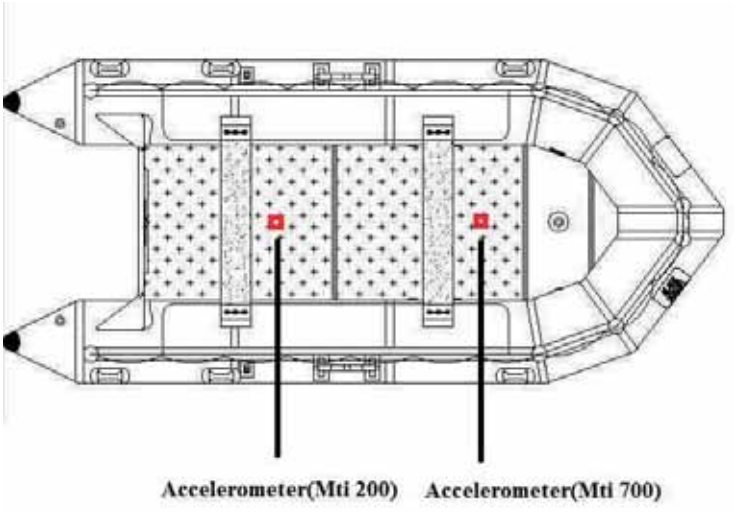


Figure 3.2: Test setup of the Mercury Heavy-Duty 470 XS

3.1. Data acquisition

The data acquisition equipment includes two IMU devices, Xsens MTi-G-700 and Xsens MTi-200, GPS device Garmin GPSmap 62a and a laptop for saving the datas simultaneously. IMU device measures accelerations in three directions (the x-, y- and z-direction) ranging from 0.5 Hz to 1000 Hz. As specified in ISO 2631-1:1997 and ISO 2631-5:2004, the x-direction is defined as the longitudinal direction from the back to the front, the y-direction is defined as the lateral direction from the right side to the left side of the human being, and the z-direction is defined as the vertical direction from the buttock to the head. Mechanical configuration of this seat pad accelerometer satisfies the requirement in ISO 2631-1:1997 and EN 1032:2003.

4. Results

The aerial view of the test route on 14th of April 2015 on Ağaçlı, Black Sea coast of Istanbul is given in Figure 4.1. The boat travelled around the coast of Ağaçlı and during the cruise, the sea state was 1 and there was no significant waves which would affect the acceleration measurements. We increased the speed at every 20 seconds in first trial and additionally we have moved on a curvy line 6 times at the second trial. Approximately 15 minutes after the start of the trial, the boat returned to the starting point. The average speed was 12.1 km/h, the average speed while moving was 12.2 km/h, the minimum speed was 0.2 km/h and the maximum speed was 32 km/h during the cruise on the sea. The properties of sea trial is given in Table 4.1. Average RMS values determined from each IMU devices are 1.19, 0.64 and 9.77 for X-, Y- and Z- axes, respectively.

Table 4.1: The properties of sea trial.

Property	Value
Elapsed Time (min/sec)	13:36
Moving Time (min/sec)	13:27
Distance (km)	2.7
Average Speed (km/h)	12.1
Average Moving Speed (km/h)	12.2
Minimum Speed (km/h)	0.2
Maximum Speed (km/h)	32.0

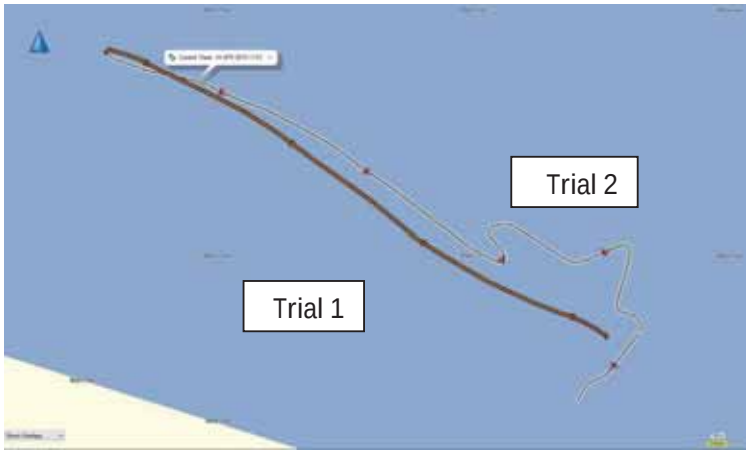


Figure 4.1: The aerial view of the test route.

VDV of Mti700 and Mti200 in each axis and totals for both trials are given respectively in Tables 4.2-4.4. The total VDV of 12.10 ms-1.75 experienced by the crew during the trials approached close the action limit of 15 ms-1.75 recommended in standards and the maximum daily dose of 21 ms-1.75 permitted by the European Directive.

Table 4.2: VDV of Mti700 in each axis and totals for both trials.

VDV	Trial 1	Trial 2	Total
X-Axis	1080.886	541.474	1097.52
Y-axis	2927.196	382.441	2927.41
Z-axis	8438.258	3742.779	8518.75
Total	10.5623	8.265	11.44

Table 4.3: VDV of Mti200 in each axis and totals for both trials.

VDV	Trial 1	Trial 2	Total
X-Axis	272.806	293.322	337.28
Y-axis	107.436	299.165	300.40
Z-axis	3031.841	313.885	3031.93
Total	7.643	5.487	8.11

Table 4.4: VDV in each axis and totals for both trials.

VDV	Trial 1-Avg	Trial 2-Avg	Total-Avg
X-Axis	1097.52	337.28	1099.96
Y-axis	2927.41	300.40	2927.49
Z-axis	8518.75	3031.93	8552.72
Total	11.44	8.11	12.10

The higher VDV of the first trial in comparison to that of the second was to be expected given the increased sea state during the former. It is also interesting to note that the total VDVs were dominated by the VDV of the Z axis and that the impacts in Y axis had very little effect on the VDV despite the relative importance suggested by untrustworthy indication that lateral impacts have on discomfort. This would appear to support the argument that, although it is generally held to be measure of discomfort, based on translational accelerations alone, VDV does not adequately represent the level of discomfort reported onboard high-speed craft. During our cruise on 14th of April 2015 on Ağaçlı, Black Sea coast of Istanbul, the maximum acceleration value on z direction is around 35 m/s2 which is almost 3.6 g. The real time accelerations of the cruise is given in Figure 4.2 and Figure 4.3 respectively. It can be seen from the figures that, when the boat speed is getting high, the measured acceleration values in z direction is getting high as expected.

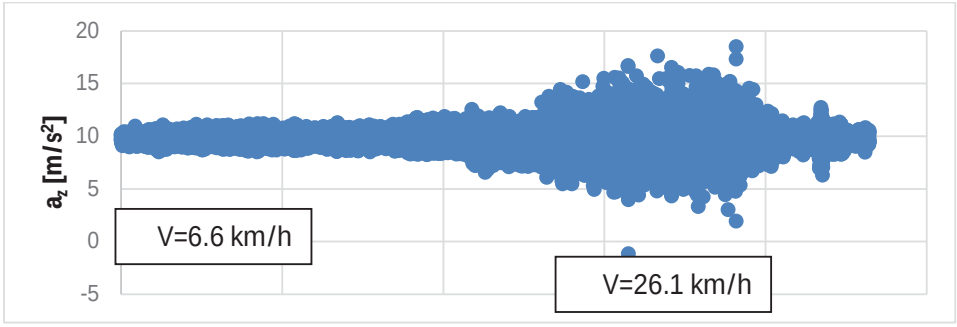


Figure 4.2: The first part plots of the raw accelerometer signal of z direction.

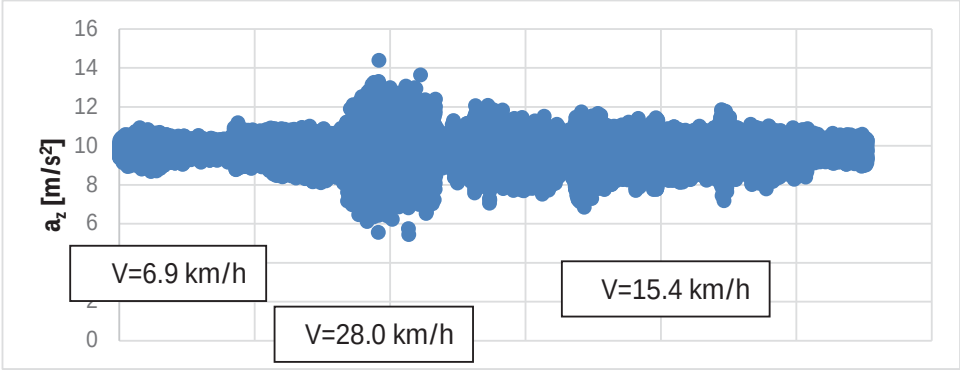


Figure 4.3: The second part plots of the raw accelerometer signal of z direction.

5. Discussions

The objective of this study is to measure the dynamic accelerations of Istanbul AFAD (Disaster and Emergency Management Authority of Istanbul) inflatable boats. They use these boats for life saving purposes at Black Sea coasts and beaches of Istanbul. These types of boats running at high speed in rough seas experience six degrees of freedom (heave, surge, sway, yaw, roll and pitch) which is highly complex and dangerous. The accelerations and pressures on the boat involve, the angle of incidence of the wave impact, dead rise angle of the boat, the trim, the weight and the speed of the boat, the incident wave heights. All the combination of the parameters makes the hydrodynamic problem very complicated. This paper has highlighted the Vibration Dose Values (VDV) that can be expected on a high speed marine craft. By comparing the impacts encountered to the boat's hydrodynamic motions, it has been possible to determine which are the more dominant axes and show that it is not necessary to weight axes and show that it is not necessary to weight certain axes more than others. In further work, the experiments should be repeated in higher sea states. Also different type of boats can be used. The magnitudes of impacts reported in this work are lower than those in other works. However, it is not clear how their data were collected and analyzed, and therefore it is not easy to gauge the accuracy of their results. It is reasonable to assume though that the impacts encountered would have been larger due to the higher sea states. It is also possible to evaluate an impact formula for high speed marine crafts by using the parametric sea tests. It is also intended to apply the algorithms and analysis reported here to a series of model tank test experiments involving a variety of hull forms. From these experiments it should be possible to determine each hull's VDV and motion characteristics in a variety of sea conditions, which could prove useful to naval architects designing high speed marine crafts that exhibit better performance regarding the new legislations.

6. Acknowledgement

The authors would like to thank Istanbul AFAD for their contribution to the boat experiments.

7. References

[1] Allen, D.P., Taunton, D.J., Allen, R. A study of shock impacts and vibration dose values onboard highspeed marine craft, International Journal of Maritime Engineering, 2008, 150: 10.

[2] Nila, A., Vanlanduit, S., Vepa, S., Van Paepegem, W. A PIV-based method for estimating slamming loads during water entry of rigid bodies, Measurement Science And Technology, 2013, 24(4).

[3] Wines, C. Stability and Safety Issues for High Speed Operation of Rigid Inflatable Boats, 11th International Conference on Fast Sea Transportation, Hawaii, 2011, 844-849.

[4] Wertheim, A.H., Bos, J.E., Bles, W. Contributions of roll and pitch to sea sickness, Brain Research Bulletin, 1998, 47(5): 517-524.

[5] Diaz, J.M., Dormido, S., Aranda, J. Interactive computer-aided control design using quantitative feedback theory: the problem of vertical movement stabilization on a high-speed ferry, International Journal of Control, 2005, 78(11): 813-825.

[6] Kim, M.S., Kim, K.W., Yoo, W.S. Method to Objectively Evaluate Subjective Ratings of Ride Comfort, International Journal of Automotive Technology, 2011, 12(6): 831-837.

[7] Aranda, J., Cruz, J.M., Diaz, J.M. Design of a multivariable robust controller to decrease the motion sickness incidence in fast ferries, Control Engineering Practice, 2004, 13: 985-999.

[8] Merdivenci, S.M., Avci, A.G., Barlas, B. Experimental Investigations of Accelerations and Vibrations on Vehicles and Boats, *GİDB Dergi*, (3): 23-39.

[9] Merdivenci, S.M., Analysing the Hydrodynamic Accelerations of Inflatable Boats, BSc Final Dissertation, Istanbul Technical University Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, *Supervisor: Assoc. Prof. Barış BARLAS*.

[10] TS ISO 2631-1 Mechanical vibration and shock -- Evaluation of human exposure to whole-body vibration, Part1 (2013).

[11] TS ISO 2631-5 Mechanical vibration and shock -- Evaluation of human exposure to whole-body vibration, Part 5 (2013).

[12] Riley, M.R. Analysing Accelerations, Professional Boat Builder, 2013, 141: 36-48.

[13] Ullman, J. Slamming Standards, Professional Boat Builder, 2014, 149:48-55.

KONTEYNER TERMİNALLERİNDE RIHTIM VİNCİ ÇİZELGELEME PROBLEMİNİN ÇÖZÜMÜNE YÖNELİK ÖNERİLEN MODELLER ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA

Remzi FIŞKIN[1] ve Fevzi BİTİKTAŞ[2]

ÖZET

Uluslararası lojistik ve tedarik zinciri sistemi içinde yer alan limanlar ulaştırma ana faaliyetinin önemli bir halkasını oluşturmaktadır. Liman operasyonları tüm lojistik süreçlerini doğrudan ve dolaylı olarak etkilemektedir. Artan limanlar arası rekabet de göz önünde bulundurulduğunda bu süreçlerin optimal işlemesi gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Özellikle liman operasyonlarında kullanılan rıhtım vinçlerinin verimliliği liman kapasitesi ve gemilerin limanda bekleme süresi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Buradan hareketle, rıhtım vinci operasyonlarından optimal verim elde edebilmek için birçok model önerilmiştir. Bu çalışmada, literatürde yer alan konteyner terminallerinde rıhtım vinci çizelgeleme probleminin çözümüne yönelik önerilen modellerin incelenmesi ve bu modeller üzerine tartışma yapılması amaçlanmaktadır. Önerilen modellerde kullanılan 21 farklı çözüm metodu içinde Genetik Algoritmanın en sık kullanılan çözüm algoritması olduğu ortaya çıkmıştır.

Anahtar Kelimeler: Rıhtım Vinci; Konteyner Limanı; Optimizasyon; Çizelgeleme Problemi

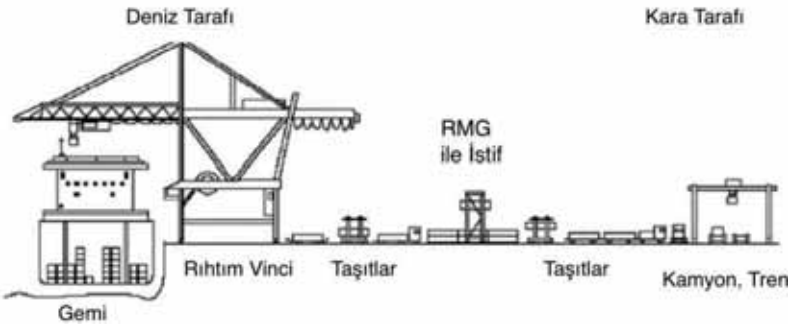
1. Giriş

Uluslararası ekonomik aktivitelerin artışı ve endüstrinin küreselleşmesiyle birlikte konteyner taşımacılığı son yıllarda dünya ticaretinin en önemli parçası haline gelmiştir. Güncel istatistiklere göre toplam küresel konteyner ticaret hacmi 2015 yılında bir önceki yıla göre %2.4 artış göstererek 175 milyon TEU'ya (Twenty-foot Equivalent Units) ulaşmıştır [1]. Son 10 yılda neredeyse hacmini ikiye katlayan konteyner taşımacılığı ile birlikte konteyner terminallerinin önemi daha da artmış, terminallerdeki yük operasyonları daha karışık ve hareketli hale gelmiştir [2]. Konteyner terminallerindeki bu karışıklığı en aza indirmek için operasyonların verimliliğine yönelik çeşitli optimizasyon tekniklerinin geliştirilmesi gereksinimi doğmuştur. Dolayısıyla konteyner terminallerindeki verimli operasyonlara yönelik optimizasyon çalışmaları son zamanlarda çok sık çalışılan bir konu haline gelmiştir.

[1]Dokuz Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Deniz Ulaştırma İşletme Mühendisliği Bölümü, Tel: 0232 301 88 14, e-posta: remzi.fiskin@deu.edu.tr

[2]Dokuz Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Denizcilik İşletmeleri Yönetimi Bölümü, Tel: 0232 301 88 14, e-posta: fevzibitiktas@gmail.com

Konteyner terminal operasyonları gemilerin, vinçlerin, terminal traktörü ve çekicilerin, depolama alanlarının ve çalışanların yakın bir koordinasyonla çalışmalarını gerektirir [3]. Şekil 1'de konteynerlerin taşıma ve elleçlenme zinciri görselleştirilmiştir. Gemiler rıhtıma yanaştıktan sonra rıhtım vinçleriyle önceden belirlenmiş bir iş çizelgesine göre yükleme boşaltması yapılır. Boşaltılan yükler saha araçlarıyla istifleme yapmak amacıyla depolama alanlarına getirilir. Daha sonra terminal traktörleri ile hinterlant dağıtımı yapılmak üzere kamyon ve/veya tren operasyon alanına taşınır [4].



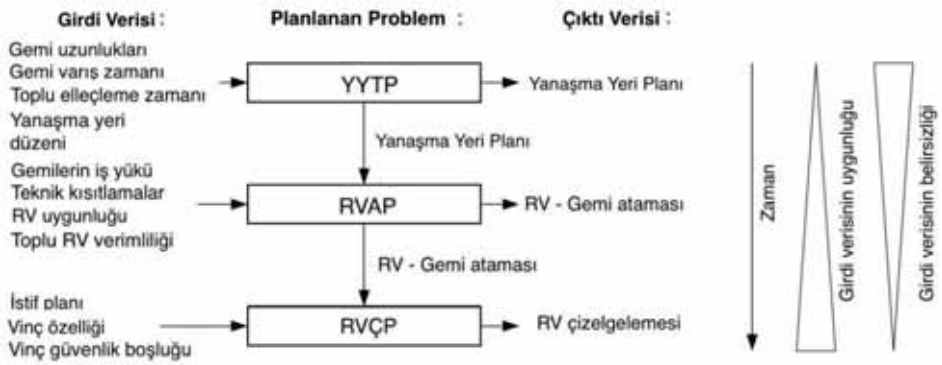
Şekil 1. Konteynerler için Operasyon Zinciri
Kaynak: Fu ve Diabet, 2015 [4].

Konteyner terminali; yanaşma yeri (berth), rıhtım (quay), saha ve kapı olarak adlandırılan dört temel alandan oluşur. Yanaşma yeri ve rıhtım deniz taraflı, saha ve kapı kara taraflı operasyonların yapıldığı alanlardır [5]. Operasyonda kullanılan ekipmanların, özellikle yoğun terminallerde, verimli bir şekilde kullanılması için uygun bir planlama gerekir. Bu planlamalar, gelen gemilerin yanaşma yeri ataması, rıhtım vinci ataması, saha vinci ataması, depolama alanının belirlenmesi gibi deniz ve kara taraflı kararlara yöneliktir [6].

Konteyner terminallerinde deniz taraflı operasyonların (seaside operation) planlanması temelde üç başlık altında incelenmektedir. Bunlar yanaşma yeri tahsisi problemi (YYTP) rıhtım vinci atama problemi (RVAP) ve rıhtım vinci çizelgeleme problemi (RVÇP) olarak sıralanmaktadır. YYTP, limana uğrayan geminin yanaşma pozisyonu ve zamanı ile ilgilidir. RVAP, rıhtıma yanaşan geminin yükleme ve boşaltma operasyonları için atanacak rıhtım vinci sayısını belirlemeyi konu alır [2]. RVÇP ise her bir rıhtım vincinin belirli bir konteyner gurubuna yönelik yükleme ve boşaltma hizmeti için zaman çizelgelemesini içerir. Rıhtım vinci çizelgelemesi konteyner terminallerindeki en önemli operasyonlardan biridir [7].

Uygulamada RVAP genel kabul görmüş yöntemlerle çözüldüğü sürece, zor bir problem olarak görülmemektedir. Bu sebeple RVAP akademik araştırmalarda daha çok BAP ile birlikte (*integrated problem*) [2,3,8,9,10,11,12,13], RVÇP ile birlikte [4,14] ya da her üç problem birlikte [15] ele alınarak çalışılmıştır. Bu tür çalışmalar literatürde birleştirilmiş problemler olarak geçmektedir. Ayrıca YYTP veya RVÇP'nin tek başına konu olduğu çalışmalarda bulunmaktadır. Bu problemler birbirlerini doğrudan etkilemekte olup,

gemilerinin limanda bekleme süresi, liman hizmetlerinin kalitesi ve limanın rekabetçi üstünlüğü başlıkları altında ayrı bir öneme sahiptirler. Söz konusu problemlerin arasındaki ilişki şekil 2'de görselleştirilmiştir [16].



Şekil 2. Deniz Taraflı Operasyonların Ardışık Planlaması
Kaynak: Bierwirth ve Meisel, 2015 [16].

Bu çalışma deniz taraflı operasyonlara yönelik RVÇP konusuna odaklanmıştır. Literatü rde yer alan konteyner terminallerinde RVÇP'nin çözümüne yönelik önerilen modellerin incelenmesi ve bu modeller üzerine tartışma yapılması amaçlanmaktadır. Araştırmanın metodolojisi çalışmanın ikinci kısmında sunulmuştur. Üçüncü bölümde ise konteyner terminallerinde RVÇP konusuna değinilmiştir. Literatür taramasında karşılaşılan RVÇP'ye yönelik önerilen modeller ve yaklaşımlar çalışmanın dördüncü kısmında başlıklar halinde sunulmuş ve sınıflandırılmıştır. Çalışmanın beşinci aşamasında elde edilen bulgular eşliğinde bibliyometrik bir analiz gerçekleştirilmiştir . Araştırmanın son kısmında ise sonuç ve tartışma sunulmuştur.

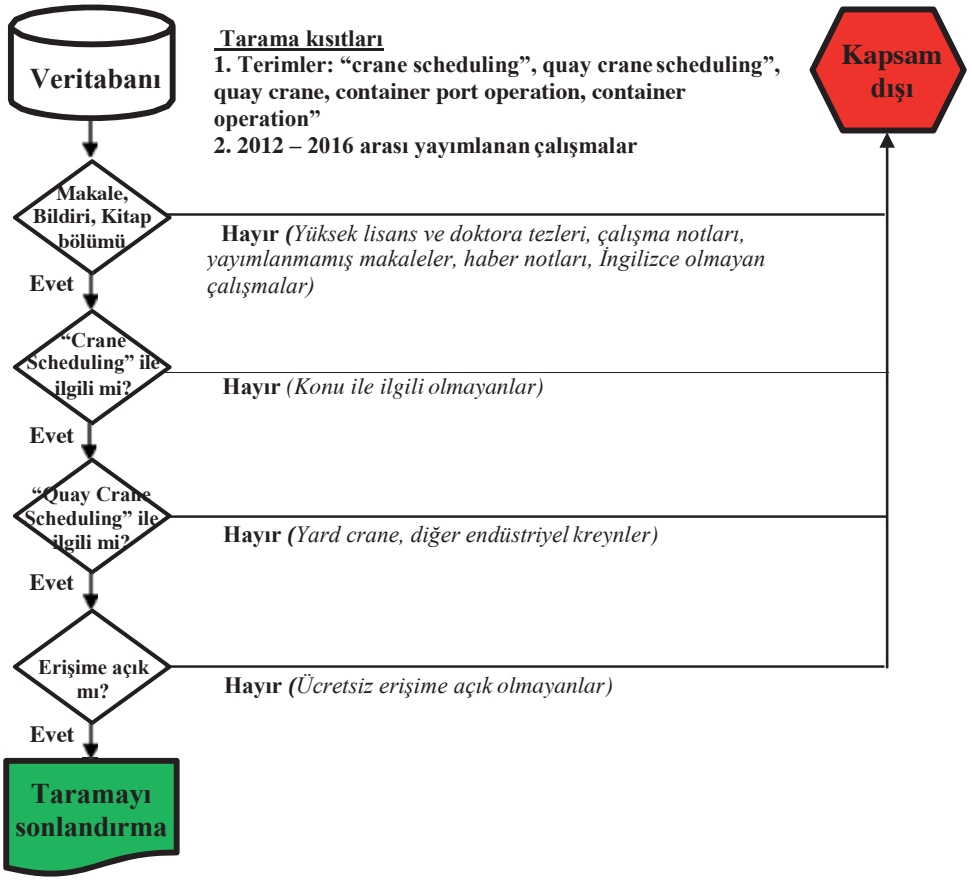
2. Araştırma Metodolojisi

Literatür araştırması, mevcut literatürü değerlendirmek, haritasını ortaya koymak ve önemli noktaları öne çıkarmak ve tanımlamak amacı ile yapılmaktadır [17]. Literatür araştırması çalışmaları etkili bir araç olarak sistematik ve şeffaf değerlendirme yapabilmesi için farklı adım ve kategorilere ayrılarak uygulanır. Örneğin; Seuring ve Gold (2012) [18] çalışmalarını; materyal toplama, tanımlayıcı analizler, kategori seçimi ve materyal değerlendirmesi olarak dört adımda uygulamışlardır. Bir diğer çalışmada ise, Seuring ve Gold (2012) [18] ve Rowley and Slack (2004) [19]'ten esinlenen Davarzani vd. (2016) [20], uygun arama terimlerinin belirlenmesi, arama sonuçlarının değerlendirilmesi, bibliyometrik istatistiklerin, iletişim ağının (network) ve literatür haritasının oluşturulması adımları ile çalışmalarını biçimlendirmiştir. Bu çalışma da benzer şekilde temel olarak dört aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada, literatürde yer alan konu ile ilgili yaklaşımlar için uygun arama terimleri belirlenmiş ve sonuçları değerlendirilmiştir. İkinci aşamada problemin çözümüne yönelik önerilmiş yaklaşımlar tiplerine göre kategorilere ayrılmış ve detaylı olarak incelenmiştir. Üçüncü aşamada bibliyometrik istatistikler, iletişim ağı ve literatür haritası

oluşturulmuştur. Son aşamada ise bulguların değerlendirilmesi yapılarak çalışma sonlandırılmıştır. 2012 ve sonrası araştırmaları kapsayan bu çalışmada son ve yeni gelişmelerin ortaya konması hedeflenmiştir. Mevcut çalışmalara ulaşabilmek amacıyla Scopus, Google Akademik, DEÜ Kütüphane Arama Motoru gibi araçlar kullanılmıştır. Bunun yanında erişimi sağlanan çalışmaların referans listeleri incelenerek ilgili çalışmalar referans listesinden çekilmiştir. Arama motorlarına "crane scheduling", quay crane scheduling", quay crane, , container port operation, container operation" gibi terimler girilerek tarama yapılmış ve bunun sonucunda "Quay Crane Scheduling" probleminin çözümüne yönelik 41 adet çalışmaya ulaşılmıştır. Arama sonucu erişimi sağlanan çalışmalardan; makale, bildiri ve kitap bölümü kapsamı dışında kalan yüksek lisans ve doktora tezleri, çalışma notları, yayımlanmamış makaleler, ücretsiz erişime açık olmayan çalışmalar, haber notları, İngilizce olmayan çalışmalar ve 2012 yılı öncesi yapılmış çalışmalar dışarıda bırakılmıştır. Bu amaç doğrultusunda etkili bir tarama süreci dizayn edebilmek için şu adımlar takip edilmiştir:

- Tarama terimlerinin belirlenmesi ve yapısının oluşturulması
- Erişilen çalışmaların kapsama uygunluğunun kontrolü
- Kapsama uygun çalışmaların seçilmesi

Bu çalışmada uygulanan tarama kriterleri ve değerlendirme süreci Şekil 3'te verilmektedir.

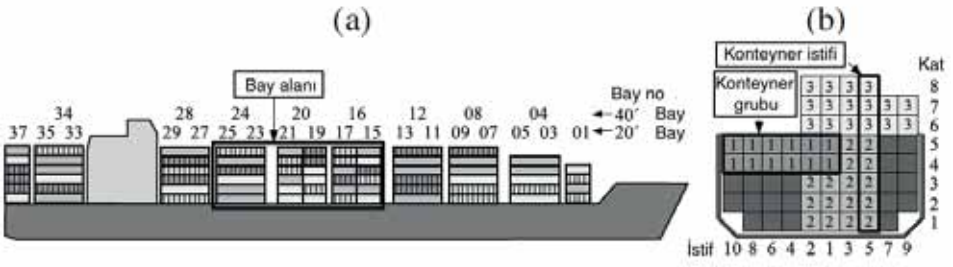


Şekil 3. Tarama kriterleri ve değerlendirme süreci şeması.

3. Konteyner Terminallerinde Rıhtım Vinci Çizelgeleme Problemi

RVÇ, her bir vincin gemilere göre servis sırasının zaman çizelgesini tanımlamaktadır [21]. RVÇP özellikle son on yılda esnek hesaplama tekniklerinin de gelişimi ile birlikte en çok araştırılan konuların başında gelmektedir [22]. RVÇP üzerine yapılan çalışmaların amacı, rıhtım vincinin yerine getireceği yükleme ve boşaltma faaliyetleri dizisini sonuçlandırma sürecini minimize etmektir [23].
Literatürde RVÇP yönelik ilk çalışma Daganzo (1989) [24] tarafından yapıldığı görülmektedir. Ancak bu çalışma dönemi gereği ambarlı bir geminin her bir ambara tek bir vincin atanabileceğini (genellikle) ve bu vinçlerin herhangi bir kısıtlama olmadan hareket edebileceğini varsaymıştır. Konteyner taşımacılığının gelişmesi ile birlikte konteyner özelliği, konumsal kısıtlamaları (*crossing*), emniyet mesafesi (*safety margin*) gibi detaylı ilk bilimsel çalışma Kim ve Park (2004) [23] tarafından yapılmıştır. Buradan anlaşılacağı gibi RVÇP'ye yönelik çalışmalar sadece vincin belirli bir konteyner gurubunun yükleme boşaltma çizelgelemesini değil, söz konusu vinçlerin çalışma hızı, konumu, aralarındaki boşluğu, konteynerlerin türü, önceliği gibi çok daha özel konuların planlamasını da içermektedir. RVÇP çok fazla kısıt ve değişken içermektedir ve bu problemlerin optimizasyonu için literatürde çeşitli matematiksel modeller ve algoritmalar geliştirilmiştir. Örneğin Kaveshgar ve Huynh (2015) [25] çalışmalarında rıhtım vinçlerinin zaman uygunluğunu genetik algoritma geliştirip modellemişlerdir. Literatürde bu tür problemler RVÇP Zaman Pencereleri (Time Windows) (RVÇPZP) olarak geçmektedir.

RVÇP'ye yönelik bu yoğun ve karışık çalışmalar ilk kez Bierwirth ve Meisel (2010) [26] tarafından sınıflandırılmıştır. Yazarlar çalışmalarında RVÇP'yi dört faklı özelliğe göre sınıflandırmışlardır. Önerilen sınıflandırmada RVÇP görev özelliği (*task attribute*), vinç özelliği (*crane attribute*), müdehale özelliği (*interference attribute)* ve performans ölçümü (*performance measure*) başlıkları altında incelenmiştir. *Görev özelliği* söz konusu gemi için iş yükünü gösteren görevlerin tanımıyla ilgilidir. Rıhtım vincine çizelgelenen görevler bay bölgesine ya da tek baylara (Şekil 4a), konteyner istiflerine, konteyner gruplarına (konteyner özelliğine göre) ya da tek başına konteynerlere (Şekil 4b) atanabilir. Görev özelliği ayrıca öncelik ilişkisi ve önalım konularını da içermektedir. *Vinç özelliği,* rıhtım vincinin uygunluğu, konumu ve hareket hızını tanımlamaktadır. *Müdehale özelliği,* olası bir problemde rıhtım vinçlerinin konumsal kısıtlamaları (*crossing*) ve emniyetine (vinçler arası boşluk) değinmektedir. Dördüncü özellik *performans ölçümü* ise bir probleme yönelik çözümleri değerlendirme ve amaç fonksiyonunu en aza indirmeyi (süre, fayda, hareket) ele alan çalışmaları kapsamaktadır. Her bir özellik farklı bir değeri konu almaktadır.



Şekil 4. Bir geminin depolama yapısı (a) ve yuvanın en kesit görünüşü (b).
Kaynak: Bierwirth ve Meisel (2010) [26].

Görev özellikli çizelgeleme problemleri altında incelenen konteyner gruplarına göre çizelgeleme problemleri en karışık problem olarak görülmekte olup [14] öncelik ilişkisi, tek konteyner ve yuva çizelgeleme problemleriyle birlikte en çok çalışılan konular olmuştur. Müdahale özelliği altında bulunan konumsal kısıtlamalar birçok çalışmada ortak problem olup, güncel çalışmalarda emniyet boşluğu ve vinç özelliği altında incelenen rıhtım vinci yerleşme süresi problemleri de çalışılmaya başlanmıştır [5].

Özellikle ilerleyen teknolojinin etkisi ile birlikte rıhtım vinci çizelgelemesinde bazı yeni gelişmeler de olmuştur. Örneğin iki veya üç konteyneri aynı anda elleçleyebilen eş zamanlı rıhtım vinci [27,28] hareket edebilen hatta geminin her yanına yanaşabilen yüzer bir platforma kurulu vince yönelik çizelgemeler [29,30] RVÇP konusu altında yapılan yenilikçi çalışmalardır. Çalışmanın bundan sonraki kısmında literatürde bahsi geçen çizelgeleme problemlerine yönelik önerilmiş yöntemler sınıflandırılacaktır.

4. Konteyner Terminallerinde Rıhtım Vinci Çizelgeleme Probleminin Çözümüne Yönelik Önerilen Modeller

İlgili literatür incelendiğinde, RVÇP'nin çözümüne yönelik önerilmiş birçok model, teknik ve metodun olduğu karşımıza çıkmaktadır. Bu çalışmaların, Belirlenimci (*Deterministic*) Yaklaşım, Yapay Zeka Uygulamaları, Simülasyon Yaklaşımı ve Hibrit Sistemler Yaklaşımı olmak üzere temelde dört farklı yaklaşım tipine sahip olduğu saptanmıştır.
Belirlenimci (Deterministic) yaklaşım, belirli matematiksel tanımlamaları ifade eder. Bu tip yaklaşımlar problemin çözümüne yönelik yapay zeka uygulamaları ile kıyaslandığında kesin ve tam sonuçlar vermektedir, fakat çözüm süreci oldukça zaman alabilir [31].

Yapay Zeka uygulamaları, bulanık mantık [32], sezgisel yöntemler, sinir ağları vb. gibi tekniklerden oluşur. Bu tip yöntemler karmaşık problemlerin çözümünde sıklıkla kullanılır. Kısa sürede çözüme ulaşması en önemli avantajlarından biridir [33].

Simülasyon yaklaşımı, karmaşık ve kısıtları olan sistemlerin performanslarını ölçmek için kullanılan etkili bir araçtır. Dizaynı oluşturulmuş belirli bir problemin benzetiminde kullanılır, fakat optimizasyon işlevini sağlamakta dezavantaja sahiptir [34].

Hibrit sistemler yaklaşımı, en az iki yöntemin (bulanık yapay sinir ağları, bulanık uzman sistemler, hibrit evrimsel algoritma vb. gibi) birbirine entegre edilerek oluşturulan çözüm algoritmalarıdır [33].

Her yaklaşım için iki örnek aşağıda açıklanmıştır. Literatürde yer alan diğer yaklaşımlar ise Tablo 1'de ayrıntılı olarak verilmiştir.

4.1. Belirlenimci (Deterministic) yaklaşımlar

Türkoğulları vd. (2016) [35] çalışmalarında liman operasyonlarından; rıhtım atama, rıhtım vinci atama ve rıhtım vinci çizelgeleme problemlerinin entegrasyonu üzerine odaklanmışlardır. İlk olarak gemilerin rıhtımda bekledikleri süre boyunca rıhtım vinçlerini çizelgeleyerek kesin rıhtım zamanı ve pozisyonu veren karışık tamsayı doğrusal programlama formüle etmişlerdir. Daha sonra ayrıştırma (*decomposition*) temelli etkin bir kesme düzlemi algoritması (*cutting plane algorithm*) önermişlerdir. Bu yaklaşım, her geminin rıhtım pozisyonları, onlara atanacak vinçlerin sayısı ve optimal rıhtım vinci çizelgeleme problemine cevap vermektedir. Bu çalışma ile vinç çizelgeleme alt probleminin NP-tam problem olduğu ispatlanmıştır. Bu yaklaşım ile yapılan hesaplamalar gerçek boyutlu örneklerde optimal sonuçlar verdiği ortaya çıkmıştır.

Al-Dhaheri ve Diabet (2015) [36] çalışmalarında RVÇP için yeni bir çözüm algoritması önermişlerdir. Bu çalışmada geminin operasyon süresinin minimuma indirilmesi amaçlanmıştır. Problemin çözümü için karışık tamsayı programlama modeli oluşturulmuş ve bu model değişik parametreler ile çoklu test edilerek geçerliliği doğrulanmıştır. Uygulanan testler, özellikle küçük boyutlu problemlerin çözümünde modelin etkin sonuçlar verdiğini ortaya çıkarmıştır.

4.2. Yapay zekâ uygulamaları

Kaveshgar vd. (2012) [37] çalışmalarında NP-Tam özelliği taşıyan RVÇ problemi üzerine odaklanmışlardır. Bu sebeple, genetik algoritma (GA) kullanılarak makul zamanda çözüm sağlayabilmek için birçok uygulama yapılmıştır. Çalışmada "Global Optimization Toolbox in MATLAB 7.13" üzerindeki GA kullanılarak model geliştirilmiştir. Modelde uygulanan GA'nın etkinliğinin arttırılabilmesi amacıyla (1) Sammarra vd. (2007) [38] tarafından geliştirilen S-LOAD kuralı temelli başlangıç çözümü, (2) karar değişkenleri sayısının düşürülmesi için kromozom tanımında yeni yaklaşım ve (3) karar değişkenleri alt ve üst sınırları için yeni prosedür kullanılmıştır. Geliştirilen GA'nın etkinliğinin test edilebilmesi amacıyla Meisel and Bierwirth (2011) [39] tarafından geliştirilmiş karşılaştırma örnekleri kullanılmıştır. Mevcut en iyi çözümler ile karşılaştırıldığında modelin büyük problemler için optimal ve yakın-optimal çözüme daha kısa sürede ulaştığı ortaya çıkmıştır.

Chung ve Choy (2012) [40] çalışmalarında RVÇP üzerine genetik algoritma (GA) temelli çözüm modeli önermişlerdir. Önerilen modelin etkinliğinin ölçülebilmesi için verdiği sonuçlar iyi bilinen GRASP, Tabu Search, B&B and B&C gibi metotlar ile karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda önerilen GA modelinin küçük boyutlu örneklerde ve bazı orta boyutlu örneklerde daha iyi sonuç verdiği ortaya çıkmıştır. Bunun yanında önerilen modelin çözüm süresinin diğer mevcut yaklaşımlara göre daha hızlı olduğu tespit edilmiştir.

4.3. Simülasyon yaklaşımı

Al-Dhaheri vd. (2016) [5] çalışmalarında RVÇP'ye odaklanarak gemi elleçleme zamanını minimize etmek amacıyla konteyner transferi işlemleri ve rıhtım operasyonlarını içeren tüm konteyner elleçleme sürecini hesaba katarak stokastik karışık tamsayı doğrusal programlama ve simülasyon temelli genetik algoritma (GA) modeli önermişlerdir. Simülasyon temelli GA modeli, yapısı gereği dinamik bir özelliğe sahip rıhtım vinci çizelgesi oluşturmak üzere uygulanmıştır. Önerilen algoritma hem stokastik hem de deterministik deneyler için test edilmiştir. Simülasyon deneyleri algoritmanın stokastik çevrede daha iyi sonuçlar verdiğini göstermiştir. Fakat stokastik çevrede deterministik çevreye göre çözüm sürecinin daha uzun olduğu tespit edilmiştir. Yapılan çözümlemeli deneyler, önerilen algoritmanın genel olarak tatmin edici sonuçlar verdiğini göstermiş ve rıhtım vinci çizelgeleme performansının daha güvenilir tahminlenebilmesi için simülasyonun önemine vurgu yapmıştır.

Zeng vd., (2015) [34] çalışmalarında ikili döngü rıhtım vinci çizelgeleme problemi için karışık tamsayı programlama modeli önermişlerdir. Önerilen model giden konteynerlerin istif planlarını ve rıhtım vinçlerinin operasyon dizilerini hesaba katarak oluşturulmuştur. Modelde bi-level genetik algoritma sezgisel metodu kullanılmıştır. Bunun yanında simülasyon modeli değerlendirme fonksiyonu ve optimizasyon algoritması akıllı karar mekanizması entegre eden simülasyon optimizasyon metodu önerilmiştir. Sayısal deneyler ikili döngü uygulamasının yükleme ve boşaltma çizelgeleme problemini ayrı olarak hesaba katan modellere göre rıhtım vinci operasyon sürecini azalttığını göstermiştir. Sonuç olarak, önerilen modelin ve algoritmanın ikili döngü rıhtım vinci problemi için etkin sonuçlar ürettiği ortaya çıkmıştır.

4.4. Hibrit sistemler yaklaşımı

Reyes, vd., (2016) [41] çalışmalarında RVÇP için yeni bir hibrit algoritma önermişlerdir. Önerilen model iki iyi bilinen metasezgisel algoritma olan açgözlü rastgele uyarlanabilir arama prosedürü algoritması (*GRASP- Greedy Randomized Adaptive Search Procedure*) ve karınca kolonisi algoritması (*Ant Colony Algorithm*) entegrasyonundan oluşmaktadır. Deneysel sonuçlar önerilen modelin kısa sürede kaliteli sonuçlar ürettiğini ortaya koymuştur. Çalışmada, literatürde yer alan sezgisel algoritmaların küçük problem örnekleri için saniyeler içinde, orta büyüklükteki örnekler için ise saatler içinde çözüm önerdiği ifade edilmektedir. Endüstrinin kısa sürede çözümler öneren modellere ihtiyaç duyduğunu ve önerilen hibrit algoritmanın bu talebi karşılayan süreler içinde çözümler ürettiği ortaya çıkmıştır.

Nguyen, vd., (2013) [42] çalışmalarında rıhtım vinci çizelgesi oluşturan yeni bir önceliğe dayalı (*priority-based*) çizelge yapısı modeli önermişlerdir. Bu amaçla, genetik algoritma (GA) ve genetik programlama (GP) temelli iki yeni hibrit evrimsel hesaplama metodu geliştirilmiştir. İki metot arasındaki temel fark belirlenen görevlerin önceliğine nasıl karar verileceğinin temsil edilmesidir. GA modeli görevlerin önceliğini belirlemede permütasyon (yer değiştirme) tekniğini kullanırken, GP ise görevlerin önceliğini hesaplama ile belirlemektedir. Aynı zamanda GA ve GP' nin önerdiği çözümlerin kalitesini arttırmak için bir lokal arama sezgiseli önerilmiştir. Önerilen hibrit evrimsel algoritması büyük yapılı karşılaştırma örnekleri ile test edilmiş ve mevcut metotlar ile karşılaştırıldığında etkili sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

Tablo 1. Literatürde yer alan RVÇP çalışmaları (2012-2016 arası)

Ülke	Dergi/Konferans	Metot	Yaklaşım	Yayın Tipi	Referans
Türkiye	European Journal of Operational Research	Tamsayılı programlama	Belirlenimci	Makale	Türkoğulları vd. (2016) [35]
Hollanda	European Journal of Operational Research	"Branch-and-Price" algoritması	Belirlenimci	Makale	Beens ve Ursavaş (2016) [43]
Meksika	Handbook of Research on Military, Aeronautical and Maritime Logistics and Operations	Rastgele uyarlanabilir arama prosedürü algoritması ve karınca kolonisi algoritması	Hibrit	Kitap bölümü	Reyes vd. (2016) [41]
Çin Tayvan	Neural Computing and Applications	Kaos bulut algoritması ve parçacık sürü optimizasyon algoritması	Hibrit	Makale	Li vd. (2016) [44]
BAE	Simulation Modelling Practice and Theory	Stokastik karışık tamsayı doğrusal programlama ve genetik algoritma	Simülasyon	Makale	Al-Dhaheri vd. (2016) [5]
Çin	Annals and Operations Research	Parçacık sürü optimizasyon algoritması	Yapay zekâ	Makale	Zhen vd. (2016) [45]
BAE	Computers and Industrial Engineering	Genetik algoritma	Yapay zekâ	Makale	Al- Dhaheri vd. (2016) [46]
BAE	Annals and Operations Research	"Lagrangian relaxation" algoritması	Yapay zekâ	Makale	Al- Dhaheri ve Diabat (2016) [47]
BAE	Procedia Computer Science	"Branch-and-Price" algoritması	Belirlenimci	Bildiri	Kenan ve Diabat (2015) [48]
BAE	Journal of Manufacturing Systems	Karışık tamsayı programlama	Belirlenimci	Makale	Al-Dhaheri ve Diabat (2015) [36]
İtalya, Danimarka	Engineering Optimization	Karışık tamsayı programlama	Belirlenimci	Makale	Santini vd. (2015) [49]
ABD	International Journal of Production Economics	Açgözlü (greedy) algoritma ve genetik algoritma	Hibrit	Makale	Kaveshgar ve Huynh (2015) [7]
Çin, Avustralya	Expert System with Applications	Genetik algoritma ve parçacık sürü optimizasyon algoritması	Hibrit	Makale	He vd. (2015) [50]
Çin, BAE	Maritime Policy and Management	Bi-level genetik algoritma	Simülasyon	Makale	Zeng vd. (2015) [34]
BAE	Optimization Letters	"Lagrangian relaxation" algoritması	Yapay zekâ	Makale	Theodorou ve Diabat (2015) [51]

Çin	Optimization Letters	Yaklaşım algoritması	Yapay zekâ	Makale	Liu vd. (2015) [52]
ABD	Maritime Economics and Logistics	Genetik algoritma	Yapay zekâ	Makale	Kaveshgar ve Huynh (2015) [25]
BAE	Applied Mathematical Modelling	"Lagrangian relaxation" algoritması	Yapay zekâ	Makale	Fu ve Diabat (2015) [4]
Çin, Güney Kore	Journal of Intelligent Manufacturing	Genetik algoritma	Yapay zekâ	Makale	Liang vd. (2015) [53]
Türkiye	European Journal of Operational Research	Kesme düzlemleri (*cutting plane*) algoritması	Belirlenimci	Makale	Türkoğulları vd. (2014) [3]
İsviçre, Singapur	European Journal of Operational Research	Karışık tamsayı programlama	Belirlenimci	Makale	Chen vd. (2014) [54]
İtalya	A Quarterly Journal of Operations Research	"Branching-Base" algoritması	Yapay zekâ	Makale	Legato ve Trunfio (2014) [22]
Çin, Birleşik Krallık	European Journal of Operational Research	parçacık sürü optimizasyon algoritması	Yapay zekâ	Makale	Tang vd. (2014) [6]
İspanya	Inteligencia Artificial	Evrimsel algoritma	Yapay zekâ	Makale	Izquierdo vd. (2014) [55]
BAE	Expert Systems with Applications	Genetik algoritma	Yapay zekâ	Makale	Fu vd. (2014) [56]
BAE	Computers and Industrial Engineering	Genetik algoritma	Yapay zekâ	Makale	Diabat ve Theodorou (2014) [57]
Türkiye	Operations Research Proceedings	Kesme düzlemleri (*cutting plane*) algoritması	Yapay zekâ	Kitap bölümü	Aras vd. (2014) [12]
Çin, ABD	Engineering Optimization	"Generalized extremal" optimizasyon	Yapay zekâ	Makale	Guo vd. (2014) [58]
Hollanda	Decision Support Systems	Kesme düzlemleri (*cutting plane*) algoritması	Belirlenimci	Makale	Ursavas (2014) [13]
Türkiye	Transportation Research Part E	Kısıt programlama	Yapay zekâ	Makale	Ünsal ve Oğuz (2013) [14]
ABD, Çin	Annals and Operations Research	"Time-space network flow", "Lagrangian relaxation" algoritması	Belirlenimci, yapay zekâ	Makale	Guan vd. (2013) [59]
Yeni Zelanda, Singapur	Computers and Operations Research	Genetik algoritma, genetik programlama	Hibrit	Makale	Nguyen vd. (2013) [42]
İspanya, Meksika	Applied Soft Computing	Hibrit dağıtım tahmini (*estimation of distribution*) algoritması	Hibrit	Makale	Izquierdo vd. (2013) [60]
Hong Kong	International Journal of Production Research	Genetik algoritma, bulanık mantık	Hibrit	Makale	Chung ve Chan (2013) [61]

Çin	Computers and Industrial Engineering	Evrimsel algoritma	Yapay zekâ	Makale	Yang vd. (2012) [8]
Çin, ABD	Computers and Operations Research	Çok terimli sezgisel	Yapay zekâ	Makale	Lu vd. (2012) [62]
İtalya, Almanya	Computers and Operations Research	Petri Ağı	Yapay zekâ	Makale	Legato vd. (2012) [63]
ABD	Expert Systems with Applications	Genetik algoritma	Yapay zekâ	Makale	Kaveshgar vd. (2012) [37]
Norveç	International Journal of Logistics: Research and Applications	Genetik algoritma	Yapay zekâ	Makale	Hakam vd. (2012) [64]
Hong Kong	Expert Systems with Applications	Genetik algoritma	Yapay zekâ	Makale	Chung ve Choy (2012) [40]
Singapur, Çin	Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review	"Benders' cut" algoritma	Belirlenimci	Makale	Chen vd. (2012) [9]

5. Bibliyometrik İstatistikler

Bibliyometrik araştırmalarda, literatürde yer alan çalışmalara ilişkin özellikler incelenerek bilimsel katkı sağlaması amacıyla çeşitli veriler elde edilmektedir. Elde edilen bu veriler ile kişilerin ve kurumların etkinliği ölçülebilir [65]. Bu çalışma takip eden verilere odaklanmaktadır: yazar, dergi, yayın yılı, ülke, model yaklaşımı tipi, metot ve yayın tipi.

Literatürde yer alan çalışmaların ülke, yazar ve metot dağılımları Tablo 2'de gösterilmektedir. Çin, Birleşik Arap Emirlikleri (BAE) ve Amerika Birleşik Devletleri (ABD) konunun en yoğun çalışıldığı ülkeler, A. Diabat *(BAE)* ve N. A. Dhaheri *(BAE)* ise en çok katkı yapan yazarlar olduğu tespit edilmiştir. Modellerde kullanılan 21 farklı çözüm metodu içinde Genetik Algoritma en sık kullanılan çözüm algoritması olduğu ortaya çıkmıştır.

Tablo 2. Ülke, Yazar ve Metot istatistiksel dağılım

Ülke	**(f)**	**%**	**Yazar**	**(f)**	**%**	**Metot**	**(f)**	**%**
Çin	12	21,8	A. Diabat *(BAE)*	10	10,75	Genetik algoritma	14	29,16
BAE	10	18,8	N. A. Dhaheri *(BAE)*	4	4,30	Tamsayılı programlama	5	10,41
ABD	6	10,9	N. Huynh *(ABD)*	3	3,22	Parçacık sürü optimizasyonu	4	8,33
Türkiye	4	7,27	Y. B. Türkoğulları *(Türkiye)*	3	3,22	"Lagrangian relaxation"	4	8,33
İtalya	3	5,45	N. Kaveshgar *(ABD)*	3	3,22	Kesme düzlemleri (cutting plane)	3	6,25
Singapur	3	5,45	İ. K. Altınel *(Türkiye)*	3	3,22	Branch-and-Price	2	4,16
Hong Kong	2	3,63	N. Aras *(Türkiye)*	3	3,22	Evrimsel algoritma	2	4,16
İspanya	2	3,63	Z. C. Taşkın *(Türkiye)*	3	3,22	Rastgele uyarlanabilir arama alg.	1	2,08
Hollanda	2	3,63	B. M. Batista *(İspanya)*	2	2,15	Karınca kolonisi algoritması	1	2,08
Meksika	2	3,63	S. H. Chung *(Hong Kong)*	2	2,15	Kaos bulut algoritması	1	2,08
Almanya	1	1,81	Y. M. Fu *(BAE)*	2	2,15	Açgözlü (greedy) algoritma	1	2,08
Avustralya	1	1,81	C. E. Izquierdo *(İspanya)*	2	2,15	Yaklaşım algoritması	1	2,08
Birleşik Krallık	1	1,81	A. Jebali (*BAE)*	2	2,15	"Branching-Base" algoritması	1	2,08
Danimarka	1	1,81	P. Legato *(İtalya)*	2	2,15	"Generalized extremal" opt.	1	2,08
Güney Kore	1	1,81	M. Liu *(Çin)*	2	2,15	Kısıt programlama	1	2,08

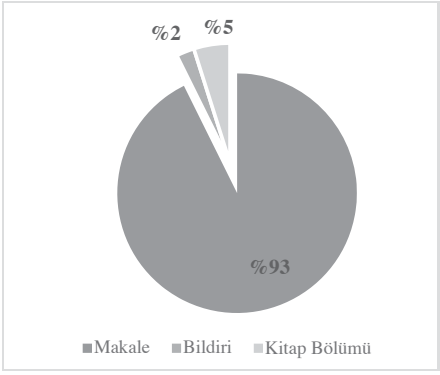
İsviçre	1	1,81	Z. Lu *(Çin)*	2	2,15	"Time-space network flow"	1	2,08
Norveç	1	1,81	S. Wang *(Hong Kong)*	2	2,15	Genetik programlama	1	2,08
Tayvan	1	1,81	E. Theodorou *(BAE)*	2	2,15	Hibrit dağıtım tahmini algoritması	1	2,08
Yeni Zelanda	1	1,81	R. Trunfio *(İtalya)*	2	2,15	Çok terimli sezgisel	1	2,08
			J. M. M. Vega *(İspanya)*	2	2,15	Petri Ağı	1	2,08
						"Benders' cut" algoritma	1	2,08
Diğer				37	39,78			
Toplam	**55**	**100**		**93**	**100**		**48**	**100**

Tablo 3, konu ile ilgili en çok yayım yapan dergilerin dağılımı göstermektedir. Literatürde yer alan çalışmalar toplam 26 farklı yayın yerinde yer almaktadır. "European Journal of Operational Research" ve "Expert Systems with Applications" en çok yayım yapan dergiler olduğu tespit edilmiştir.

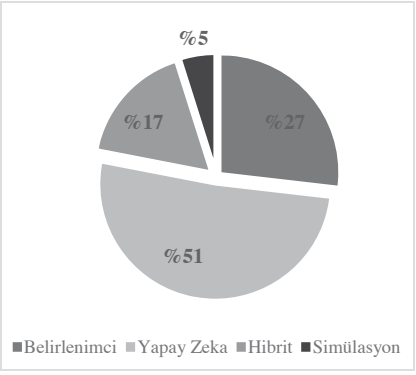
Tablo 3. En çok yayım yapan dergilerin dağılımı

Yayın yeri	**(f)**	**%**
European Journal of Operational Research	5	12,19
Expert Systems with Applications	4	9,75
Computers and Industrial Engineering	3	7,31
Computers and Operations Research	3	7,31
Annals and Operation Research	3	7,31
Optimization Letters	2	4,87
Engineering Optimization	2	4,87
Diğer	19	46,34
Toplam	**41**	**100**

Şekil 5 ve Şekil 6 sırasıyla ilgili çalışmaların yayın türleri ve yaklaşım tipleri dağılımlarını göstermektedir. Yayın türlerinin %93 oranında "makale", yaklaşım tiplerinin ise %51 oranında "yapay zekâ" yaklaşımı olduğu ortaya çıkmıştır.

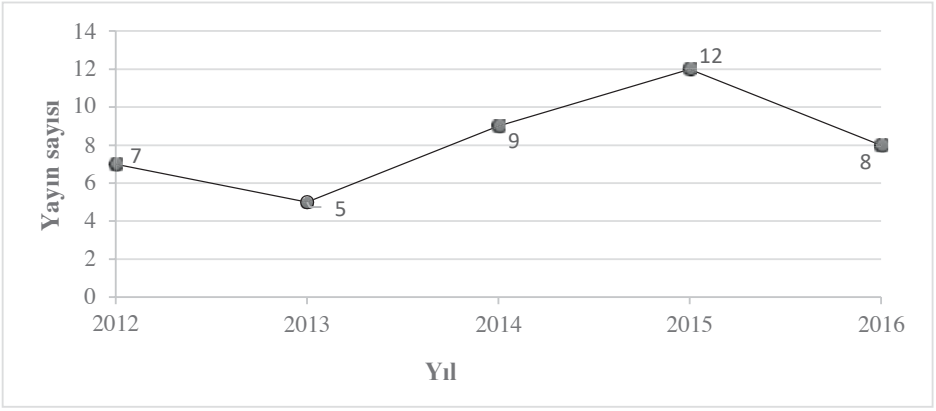


Şekil 5. Yayın türleri dağılımı



Şekil 6. Yaklaşım tipleri dağılımı

Konu ile ilgili çalışmaların son 5 yıllık trendi Şekil 7'de gösterilmektedir. Çalışma sayısında giderek artan bir eğilim olduğu tespit edilmiştir. 2015 yılı 12 adet çalışma ile en çok yayın yapılan yıl olmuştur.



Şekil 7. Son 5 yıl yayın trendi

6. Sonuç

Bu çalışmada, literatürde 2012 yılı ve sonrası, rıhtım vinci çizelgeleme problemini konu almış çalışmalar ve bu çalışmaların önerdiği modeller incelenmiştir. RVÇP birden fazla deniz taraflı operasyon problemini konu almaktadır. Çalışmada öncelikle literatürde bu problemlere yönelik önerilen modeller için bir sınıflandırma yapılmıştır. Bu sınıflandırmada modellerin Belirlenimci (*Deterministic*) Yaklaşım, Yapay Zeka Uygulamaları, Simülasyon Yaklaşımı ve Hibrit Sistemler Yaklaşımı olmak üzere temelde dört farklı yaklaşım tipine sahip olduğu saptanmıştır. Her bir yaklaşım örneklerle anlatılmış ve literatür taramasında elde edilen çalışmalar tablolaştırılmıştır. Yapılan bibliyometrik analiz neticesinde Genetik Algoritma en sık kullanılan çözüm algoritması olduğu ortaya çıkmıştır. Ayrıca yapay zekanın en çok tercih edilen yaklaşım tipi olduğu tespit edilmiştir.

Liman operasyonlarının verimliliği limanların hizmet kalitesi, rekabetçi üstünlüğü ve limanın karlılığı gibi konular üzerinde doğrudan etkiye sahiptir. Bu sebeple liman operasyonlarının optimizasyonu son yıllarda önemli bir araştırma konusu olmuş ve operasyon araştırması literatüründe ilgili çalışmaların sayısı hızla artmıştır. Rıhtım vinçlerinin özellikle hızla gelişmekte olan teknolojiden doğrudan etkilendiği göz önünde bulundurulduğunda gelecekteki araştırmalar ortaya çıkan/çıkabilecek yeni çizelgeleme problemlerini ve bu problemlerin çözümüne ilişkin yenilikçi model ve algoritmaların geliştirilmesine odaklanabilir. Bu çalışma RVÇ problemlerine yönelik karışık ve yoğun modellerin ayrıntılı çerçevesini oluşturmuş olup hem akademik hem de uygulamacılar için bir yol gösterici niteliğindedir.

Kaynaklar

[1] UNCTAD "Review of maritime transport, united nations conference on trade and development", 2016, http://www.unctad.org.

[2] Iris, Ç., Pacino, D., Ropke, S. ve Larsen, A., "Integrated berth allocation and quay crane assignment problem: set partitioning models and computational results", Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review, 81, 75-97, 2015.

[3] Türkoğulları, Y. B., Taşkın, Z. C., Aras, N. ve Altınel, İ. K., "Optimal Berth Allocation and Time-Invariant Quay Crane Assignment in Container Terminals", European Journal of Operational Research, 235 88-101, 2014.

[4] Fu, Y. M. ve Diabat, A., "A Lagrangian Relaxation Approach for Solving the Integrated Quay Crane Assignment and Scheduling Problem", Applied Mathematical Modelling, 39 1194-1201, 2015.

[5] Al-Dhaheri, N., Jebali, A. ve Diabat, A., "A Simulation-Based Genetic Algorithm Approach F-for The Quay Crane Scheduling Under Uncertainty", Simulation Modelling Practice and Theory, 66 122-138, 2016.

[6] Tang, L., Zhao, J. ve Liu, J., "Modeling and Solution of the Joint Quay Crane and Truck Scheduling Problem", European Journal of Operational Research, 236 978-990, 2014.

[7] Kaveshgar, N. ve Huynh, N., "Integrated Quay Crane and Yard Truck Scheduling for Unloading Inbound Containers", International Journal of Production Economics, 159 168-177, 2015.

[8] Yang, C., Wang, X. ve Li, Z., "An Optimization Approach for Coupling Problem of Berth Allocation and Quay Crane Assignment in Container Terminal", Computers and Industrial Engineering, 63 243-253, 2012.

[9] Chen, J. H., Lee, D. H. ve Cao, J. X. "A combinatorial benders' cuts algorithm for the quayside operation problem at container terminals", Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review, 48, 266-275, 2012.

[10] Rodriguez-Molins, M., Barber, F., Sierra, M. R., Puente, J., ve Salido, M. A. "A genetic algorithm for berth allocation and quay crane assignment", In Ibero-American Conference on Artificial Intelligence (pp. 601-610). Springer Berlin Heidelberg, 2012.

[11] Rashidi, H. ve Tsang, E. P. "Novel constraints satisfaction models for optimization problems in container terminals". Applied Mathematical Modelling, 37, 3601-3634, 2013.

[12] Aras, N., Türkoğulları, Y., Taşkın, Z. C. ve Altınel, K. "Simultaneous Optimization of Berth Allocation, Quay Crane Assignment and Quay Crane Scheduling Problems in Container Terminals", In Operations Research Proceedings 2012, Springer International Publishing, pp. 101-107, 2014.

[13] Ursavas, E., A decision support system for quayside operations in a container terminal. Decision Support Systems, 59, 312-324, 2014.

[14] Ünsal, Ö. ve Oğuz, C., "Constraint Programming Approach to Quay Crane Scheduling Problem", Transportation Research Part E, 59 108-122, 2013.

[15] Meisel, F. ve Bierwirth, C., "A framework for integrated berth allocation and crane operations planning in seaport container terminals", Transportation Science, 47, 131-147, 2013.

[16] Bierwirth, C. ve Meisel, F. "A follow-up survey of berth allocation and quay crane scheduling problems in container terminals", European Journal of Operational Research, 244, 675-689, 2015.

[17] Tranfield, D., Denyer, D. ve Smart, P., "Towards a Methodology for Developing Evidence-Informed Management Knowledge by means of Systematic Review", Br. J. Manage, 14 207–222, 2003.

[18] Seuring, S. ve Gold, S., "Conducting Content-Analysis Based Literature Reviews in Supply Chain Management", Supply Chain Manage, Int. J., 17 544–555, 2012.

[19] Rowley, J. ve Slack, F., "Conducting a Literature Review", Manage. Res. News, 27 31–39, 2004.

[20] Davarzani, H., Fahimnia, B., Bell, M. ve Sarkis, J., "Greening Ports and Maritime Logistics: A Review", Transportation Research Part D: Transport and Environment, 48 473-487, 2016.

[21] Tavakkoli-Moghaddam, R., Makui, A., Salahi, S., Bazzazi, M. ve Taheri, F., "An Efficient Algorithm for Solving a New Mathematical Model for a Quay Crane Scheduling Problem in Container Ports", Computer and Industrial Engineering, 56 241-248, 2009.

[22] Legato, P. ve Trunfio, R., "A Local Branching-Based Algorithm for The Quay Crane Scheduling Problem Under Unidirectional Schedules", Journal of Operation Research, 12 123-156, 2014.

[23] Kim, K. H. ve Park, Y. M., "A Crane Scheduling Method for Port Container Terminals", European Journal of Operational Research, 156 752-768, 2004.

[24] Daganzo, C. F. "The crane scheduling problem", Transportation Research Part B: Methodological, 23, 159-175, 1989.

[25] Kaveshgar, N. ve Huynh, N., "A Genetic Algorithm Heuristic for Solving the Quay Crane Scheduling Problem with Time Windows", Maritime Economics and Logistics, 17 515-537, 2015.

[26] Bierwirth, C. ve Meisel, F. "A survey of berth allocation and quay crane scheduling problems in container terminals", European Journal of Operational Research, 202 615-627, 2010.

[27] Lee, C. Y., Liu, M. ve Chu, C. "Optimal algorithm for the general quay crane double-cycling problem". Transportation Science, 49, 957-967, 2014.

[28] Ku, D. ve Arthanari, T. S. "On double cycling for container port productivity improvement". Annals of Operations Research, 1-16, 2014.

[29] Nam, H., ve Lee, T., "A scheduling problem for a novel container transport system: A case of mobile harbor operation schedule". Flexible Services and Manufacturing Journal, 25, 576-608, 2013.

[30] Shin, K. ve Lee, T., "Container loading and unloading scheduling for a Mobile Harbor system: a global and local search method", Flexible Services and Manufacturing Journal, 25, 557-575, 2013.

[31] Tam, C. K., Bucknall, R. ve Greig, A., "Review of Collision Avoidance and Path Planning Methods for Ships in Close Range Encounters", The Journal of Navigation, 62 455-476, 2009.

[32] Zadeh, L. A., "Fuzzy Sets", Information and Control, 8 338–353, 1965.

[33] Statheros, T., Howells, G. ve McDonald-Maier, K., "Autonomous Ship Collision Avoidance Navigation Concepts, Technologies and Techniques", The Journal of Navigation, 61 129-142, 2008.

[34] Zeng, Q., Diabet, A. ve Zhang, Q., "A Simulation Optimization Approach for Solving the Dual-Cycling Problem in Container Terminals", Maritime Policy & Management, 42 806-826, 2015.

[35] Türkoğulları, Y. B., Taşkın, Z. C., Aras, N. ve Altınel, İ. K., "Optimal Berth Allocation, Time-Variant Quay Crane Assignment and Scheduling with Crane Setups in Container Terminals", European Journal of Operational Research, 254 985-1001, 2016.

[36] Al-Dhaheri, N. ve Diabat, A., "The Quay Crane Scheduling Problem", Journal of Manufacturing Systems, 36 87-94, 2015.

[37] Kaveshgar, N., Huynh, N. ve Rahimian, S. K., "An Efficient Genetic Algorithm for Solving the Quay Crane Scheduling Problem", Expert Systems with Applications, 39 13108-13117, 2012.

[38] Sammarra, M., Cordeau, J. F., Laporte, G. ve Monaco, M. F., "A Tabu Search Heuristic for The Quay Crane Scheduling Problem", Journal of Scheduling, 10 327–336, 2007.

[39] Meisel, F. ve Bierwirth, C., "A Unified Approach for The Evaluation of Quay Crane Scheduling Models and Algorithms", Computers & Operations Research, 38 683–693, 2011.

[40] Chung, S. H. ve Choy, K. L., "A Modified Genetic Algorithm for Quay Crane Scheduling Operations", Expert Systems with Applications, 39 4213-4221, 2012.

[41] Reyes, L. C., Gomez, C., Alvarez, A. L., Valdez, N. R., Castellanos, M. Q., Valdez, G. C. ve Barbosa, J. G., "A Hybrid Metaheuristic Algorithm for the Quay Crane Scheduling Problem", Handbook of Research on Military, Aeronautical, and Maritime Logistics and Operations, 238-256, 2016.

[42] Nguyen, S., Zhang, M., Johnston, M. ve Tan, K. C., "Hybrid Evolutionary Computation Methods for Quay Crane Scheduling Problems", Computers & Operations Research, 40 2083-2093, 2013.

[43] Beens, M. A. ve Ursavaş, E., "Scheduling Cranes at an Indented Berth", European Journal of Operational Research, 253 298-313, 2016.

[44] Li, M. W., Hong, W. C., Geng, J. ve Wang, J., "Berth and Quay Crane Coordinated Scheduling Using Multiobjective Chaos Cloud Particle Swarm Optimization Algorithm", Neural Computing and Applications, 1-20, 2016.

[45] Zhen, L., Yu, S., Wang, S. ve Sun, Z., "Scheduling Quay Cranes and Yard Trucks for Unloading Operations in Container Ports", Annals and Operation Research, 1-24, 2016.

[46] Al-Dhaheri, N., Jebali, A. ve Diabat, A.,"The Quay Crane Scheduling Problem with Nonzero Crane Repositioning Time and Vessel Stability Constraints", Computers and Industrial Engineering, 94 230-244, 2016.

[47] Al-Dhaheri, N. ve Diabat, A., "A Lagrangian Relaxation-Based Heuristic for the Multi-Ship Quay Crane Scheduling Problem with Ship Stability Constraints", Annals and Operation Research, 1-24, 2016.

[48] Kenan, N. ve Diabat, A., "A Branch-and-Price Algorithm to Solve a Quay Crane Scheduling Problem", Procedia Computer Science, 61 527-532, 2015.

[49] Santini, A., Friberg, H. A. ve Ropke, S., "A Note On a Model for Quay Crane Scheduling with Non-Crossing Constraints", Engineering Optimization, 47 860-865, 2015.

[50] He, J., Huang, Y., Yan, W. ve Wang, S., "Integrated Internal Truck, Yard Crane and Quay Crane Scheduling in a Container Terminal Considering Energy Consumption", Expert System with Applications, 42 2464-2487, 2015.

[51] Theodorou, E. ve Diabat, A., "A Joint Quay Crane Assignment and Scheduling Problem: Formulation, Solution Algorithm and Computational Results", Optimization Letters, 9 799-817, 2015.

[52] Liu, M., Zheng, F ve Li, J., "Scheduling Small Number of Quay Cranes with Non-İnterference Constraint", Optimization Letters, 9 403-412, 2015.

[53] Liang, C. J., Li, M. M., Lu, B., Gu, T., Jo, J. ve Ding, Y., "Dynamic Configuration of QC Allocating Problem Based on Multi-Objective Genetic Algorithm", Journal of Intelligent Manufacturing, 1-9, 2015.

[54] Chen, J. H., Lee, D. H. ve Goh, M., "An Effective Mathematical Formulation for the Unidirectional Cluster-Based Quay Crane Scheduling Problem", European Journal of Operational Research, 232 198-208, 2014.

[55] Izquierdo, C. E., Ruiz, E. L., Batista, B. M. ve Vega, J. M. M., "A Study of Rescheduling Strategies for the Quay Crane Scheduling Problem under Random Disruptions", Inteligencia Artificial, 54 35-47, 2014.

[56] Fu, Y. M., Diabat, A. ve Tsai, I. T., "A Multi-Vessel Quay Crane Assignment and Scheduling Problem: Formulation and Heuristic Solution Approach", Expert Systems with Applications, 41 6959-6965, 2014.

[57] Diabat, A. ve Theodorou, E., "An Integrated Quay Crane Assignment and Scheduling Problem", Computers and Industrial Engineering, 73 115-123, 2014.

[58] Guo, P., Cheng, W ve Wang, Y., "A Modified Generalized Extremal Optimization Algorithm for the Quay Crane Scheduling Problem with Interference Constraints", Engineering Optimization, 46 1411-1429, 2014.

[59] Guan, Y., Yang, K. H. ve Zhou, Z., "The Crane Scheduling Problem: Models and Solution Approaches", Annals and Operations Research, 203 119-139, 2013.

[60] Izquierdo, C. E., Velarde, J. L. G., Batista, B. M. ve Vega, J. M. M., "Hybrid Estimation of Distribution Algorithm for The Quay Crane Scheduling Problem", Applied Soft Computing, 13 4063-4076, 2013.

[61] Chung, S. H. ve Chan, T. S., "A Workload Balancing Genetic Algorithm for the Quay Crane Scheduling Problem", International Journal of Production Research, 51 4820-4834, 2013.

[62] Lu, Z., Han, X., Xi, L. ve Erera, A. L., "A Heuristic for The Quay Crane Scheduling Problem Based on Contiguous Bay Crane Operations", Computers and Operations Research, 39 2915-2928, 2012.

[63] Legato, P., Trunfio, R. ve Meisel, F., "Modeling and Solving Rich Quay Crane Scheduling Problems", Computers and Operations Research, 39 2063-2078, 2012.

[64] Hakam, M. H., Solvang, W. D. ve Hammervoll, T., "A Genetic Algorithm Approach for Quay Crane Scheduling with Non-Interference Constraints at Narvik Container Terminal", International Journal of Logistics: Research and Applications, 15 269-281, 2012.

[65] Ulu, S. ve Akdağ, M., "Dergilerde Yayınlanan Hakem Denetimli Makalelerin Bibliyometrik Profili: Selçuk İletişim Örneği", Selçuk Üniversitesi İletişim Fakültesi Dergisi, 9 5-21, 2015.

THE PARAMETERS THAT INFLUENCE BLOCK ASSEMBLY AND ERECTION PROCESSES ON THE SLIPWAY

Yusuf GENÇ[1], Murat ÖZKÖK[2] ve Fatih ALVER[3]

ABSTRACT

In the world and our country, the ship building industry continues to grow up and the new studies are carried out in terms of improving the construction process. It is very important that stages of the building process should be managed well in order to avoid delay in delivery. During the progress of the project, one of the processes needed to be well managed is the block assembling and erection phases. Mistakes made in these stages have a direct impact on the date of delivery of the ship negatively. The most important factors that play role on the timing of delivery was tried to find by a questionnaire done with naval architecture and marine engineers. In this study, it is emphasized that block assembly and erection phases effect delivery time of project. The information supplied by this study can be given to the sector as recommendation.

Keywords: Ship, block assembly, erection, slipway

1.Introduction

As is known, the construction of ships, starting with the long-running project phase, requires a laborious work period and there are many variables that affect this process. Good management of all building stages of ships has a significant effect on the delivery times. Studies which will be held in delivery timing will contribute to the growth of the sector and also that will increase in employment in the field of shipbuilding in a positive way. In this study, block assembly and erection process emphasized, which have a significant impact on the ship's delivery time. Blocks are the main parts they are used to form the hull of the ships. Blocks are obtained by cutting the project CNC into the parts and and welding these parts [1]. The process of the installation and erection begins with using these blocks and the image of the ship will be emerged over time. The block erection process is the process of ship construction by assembling blocks transported to docks by cranes. The block erection process in shipbuilding is the last stage, but it is the first stage and basis of the flow of manufacturing plans [2]. The launch of the ship into the sea is carried out after the completion of the erection of all blocks, equipping, testing and painting. Remaining works after launching of the ship resume till the delivery of the ship in the harbor.

[1] Ordu University, Fatsa Vocational Higher School, Vessel Construction Program, Tel no:0452 423 50 02, e-posta: yusufgenc55@yahoo.com
[2] Karadeniz Technical University, Surmene Faculty of Marine Sciences, Naval Architecture and Marine Engineering , Tel no:0462 752 24 19, e-posta: muratozkok@ktu.edu.tr
[3] Ordu University, Fatsa Vocational Higher School, Vessel Construction Program, Tel no:0452 423 50 02, e-posta: fatihalver52@gmail.com

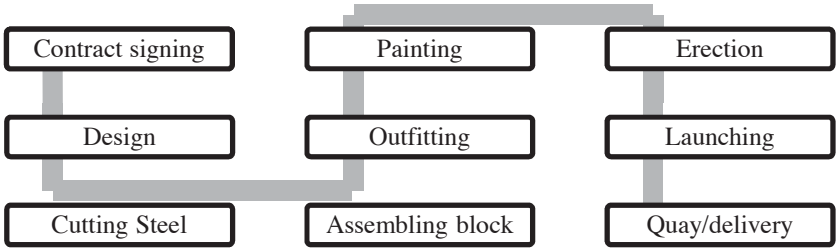


Figure 1. Shipbuilding process [1]

During the shipbuilding process seen in the figure above, essential planning needs to be made for each stage by associating with each other. If a sufficient and regular planning has not been done, it is inevitable situation to have delays in the delivery time of the ship. Also the ship's design that is made in the good level is an important factor in terms of quality of the shipbuilding process. Once a shipyard is selected to build the vessel, the managers of the shipyard need to complete detailed design and plans so that the construction stage may begin. The challenge faced by most of the shipyards' managers is the same: how to build the vessels within the time constraint while keeping the building cost as low as possible and the vessel's quality as high as possible [3]. On the other hand, in addition to planning, in terms of rapid progression of the project, the experience of shipyard and workers is quite important. If planning and production are done without the optimization of decision making during the design and manufacturing process, unexpected delays, unwanted modifications, and various other problems may occur [4].

On the slipway block assembly and erection process that will be examined in this study is an important section experienced problem. With the characteristics of multiple processing routes, multiple resource constraints, and technically sophisticated welding machines, shipyard block erection is the most complicated and capital-intensive phase in the entire shipbuilding cycle [5]. We asked the experts to specify their opinions about the factors that may affect these processes by using questionnaire.

2. Medhodology

As many heavy industry sector as, in the shipbuilding industry, processes which are performed depending on the automation have much limitation. Problems at the production stage come into prominence in the industries that human being is important factor. In addition, lack of automation causes the job slow down and not to meet the standards. When considered especially automobile and aircraft industry as more productions that are based on automation, the difference between the shipbuilding industry will emerge clearly. In addition, all the processes can be observed by the ship-owner during the shipbuilding. Thus, in the case of the automobiles and airplanes, the same product can be continuously made using the same production line after a product is well designed. However, in the case of the ships, even though the product is the same, the requirements of the ship-owner can be

different and the production method can be entirely different according to the scheduling of a shipbuilding company [6].

Prior to this study, a questionnaire was organized by stating 16 parameters affecting on the slipway block assembly and erection process. This questionnaire was passed to naval architecture and marine engineers, already worked or still working, and they were asked to state their opinions. The questionnaire was performed with 20 participants.

Table 1. Parameters

Speed of welding machine	Welder quality
Bad weather conditions	Constructed incorrect block
The psychology of the worker	+50 mm use
Crane failures	Quality of suplies
Electricity shortages	Nondestructive testing (NDT)
Consumable suplies	Shipyard experience
Lloyd inspections	Job security
Work accident	Financial problems

It has been asked to the experts, which of these 16 parameters is more effective at postponing the delivery date of the ship, especially on the slipway bock assembly and erection process. Block erection in shipbuilding is a unique phase when shipbuilding is compared with the normal type of mechanical engineering production. It is also typical that block erection is a bottleneck for the whole process [7]. While doing that, we asked them to give number from 1 to 5 in the order of importance from the least to the most as seen in the table 2 (1: no effect, 2: less effective, 3: effective, 4: very effective, 5: most effective). Besides that, their other opinions have been asked about the subject.

Table 2. Questionnaire(example)

No	Parameters	Importance	No	Parameters	Importance
1	Speed of welding machine	3 (effective)	9	Welder quality	
2	Bad weather conditions		10	Constructed incorrect block	
3	The psychology of the worker		11	+50 mm use	1(no effect)
4	Crane failures		12	Quality of suplies	
5	Electricity shortages		13	Nondestructive testing (NDT)	
6	Consumable suplies		14	Shipyard experience	
7	Lloyd inspections		15	Job security	
8	Work accident		16	Financial problems	

3. Results & Discussion

In this section, the data obtained has been assessed. For each parameter the score was calculated in total and it was divided the number of participants (20). So arithmetic mean was calculated for each parameter.

The average and ratio of the parameters affecting the process has been showed on the survey result (Table 3).

Table 3. Arithmetic mean

No	**Parameters**	**Mean**	**%**	**No**	**Parameters**	**Mean**	**%**
1	Speed of welding machine	2,8	5	**9**	Welder quality	3,65	7
2	Bad weather conditions	3,25	6	**10**	Constructed incorrect block	4,1	8
3	The psychology of the worker	2,9	6	**11**	+50 mm use	2,95	6
4	Crane failures	3,45	7	**12**	Quality of suplies	3,05	6
5	Electricity shortages	3,35	6	**13**	Nondestructive testing (NDT)	2,4	5
6	Consumable suplies	3,75	7	**14**	Shipyard experience	3,45	7
7	Lloyd inspections	2,15	4	**15**	Job security	3	6
8	Work accident	3,15	6	**16**	Financial problems	4,25	8

In accordance with the data obtained from the questionnaire, it is seen that the most effective parameters are financial problems (8%) and constructed incorrect blocks (8%) on the extension of on the slipway block assembly and erection process. In addition, it is observed that parameters affects the process at the same ratio of 7 % are shipyard experience, welder quality, consumable supplies and crane failures. Still, factors affecting this process at least, are lloyd inspection with a ratio of 4%, speed of welding machine with a ratio of 5 % and nondestructive testing (NDT). It is observed that job security, quality of suppliers, +50 mm use, work accident, electricity shortages, the psychology of the worker and bad weather conditions are specified as 7 parameters that have 7 % impact ratio on the process.

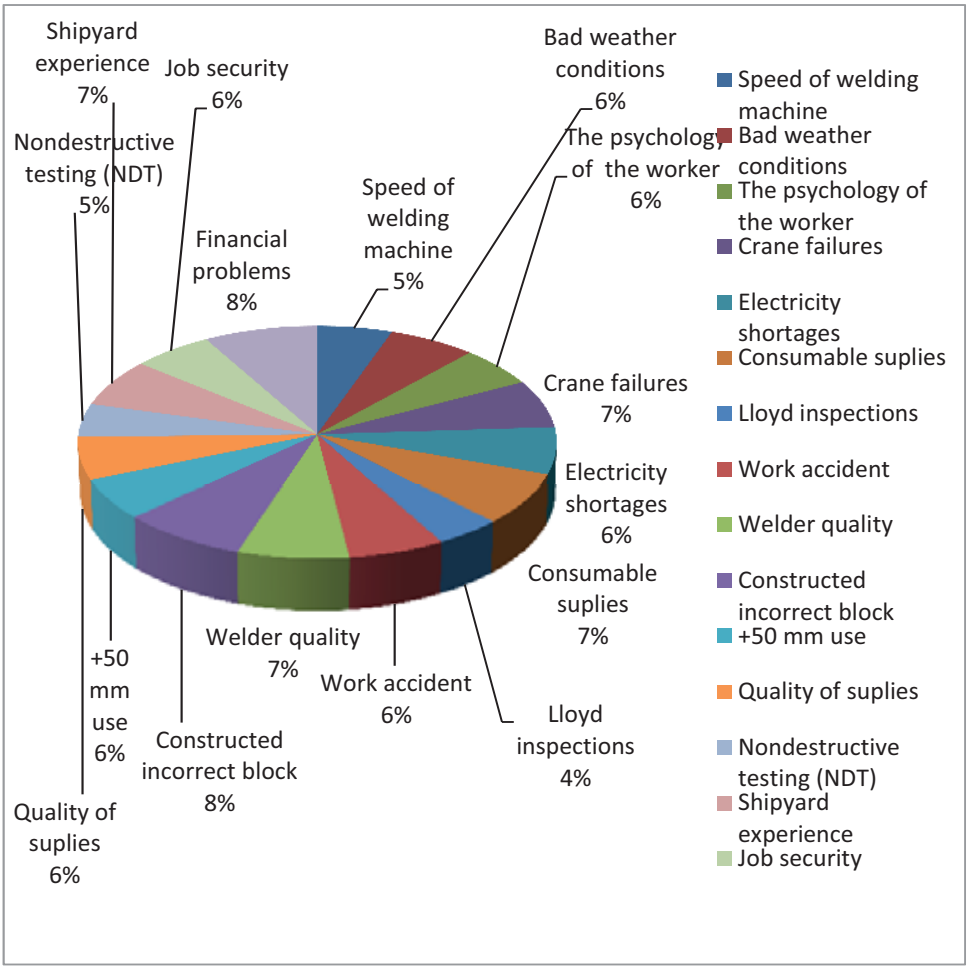


Figure 2. Arithmetic mean (%)

As a result of survey, it is seen that arithmetical average of the any of 16 parameters is more than number to 1 (no effect on the process) and so all parameters are effective on the process. The maximum value is calculated for financial problems as 4.25(8%). Therefore, it is obvious that financial problems at shipyards have negative effect on the progression of the projects. Again, the least effective parameter on the process has been observed as lloyd inspections as 2,14(4%).
For the rapid progression of the block assembly and erection process, it is required that workers at the shipyard should work as fast as they can and make proper assembly. Proper assembly on the blocks will facilitate the work of the welder. In addition to the welder and assembly, proper grinding will also affect the process positively. Besides, avoiding the use of +50 mm by making precise measurement in a good way at the block manufacture will be a good significant accelerative factor.
While the shipbuilding process is going on, the lack of equipment that is needed affects the process on the slipway adversely. Still, in this process, the quality of the subcontractor companies will be an advantage in terms of the shipyard. In addition, starting assembly and erection by painting the blocks, making the necessary equipping and outfitting will positively affect the process. In addition to these, it is required that departments at the shipyard such as production, planning and purchasing should work in a coordinated manner. In the comments of the experts, it is emphasized that the revisions made on projects should be considered.

4. Conclusion

In this study, block assembly on the slipway and erection processes were evaluated with a questionnaire of doing with experts about these phases. 16 parameters related to these processes as a significant factor in the delay of ship delivery date have been used.

It is understood that the most important factor that negatively affects the process is the financial problems at the shipyards. Another important factor is incorrect constructed blocks. It is concluded that lloyd inspections affect this process the least. Furthermore, among these 16 variables, each one has effect on the process, none has been observed with any effect. In addition, in the shipyard with production in terms of heavy industry, when considering that a fault at the workplace can increase the cost and will play a role in the delay of delivery time, it is concluded that communication between the departments of the workplace should be very strong.

5. Acknowledgment

We, as all authors who studied in this study, thanks to the naval architecture and marine engineers involved in our evaluation and we thank to our academicians for their moral support.

6. References

[1] Kim H., Kang J., Park S., “Scheduling of Shipyard Block Assembly Process Using Constraint Satisfaction Problem”, Asia Pacific Management Review, Vol. 7, No. 1, pp. 119-138,2002.

[2] Jinsong B., Xiaofeng H., Ye J., “A Genetic Algorithm for Minimizing Makespan of Block Erection in Shipbuilding”, Journal of Manufacturing Technology Management, Vol. 20, No. 4, pp. 500-512, 2009.

[3] Lyu J., Gunasekaran A., “Design for Quality in the Shipbuilding Industry”, International Journal of Quality & Reliability Management, Vol. 10, No. 4, pp. 57-64, 1993.

[4] Kim H., Lee S.-S., Park J. H., Lee J.-G., “A Model for a Simulation-Based Shipbuilding System in a Shipyard Manufacturing Process”, International Journal of Computer Integrated Manufacturing, Vol. 18, No. 6, pp. 427-441, 2005.

[5] Yuguang Z., “Optimisation of Block Erection Scheduling Based on a Petri Net and Discrete PSO”, International Journal of Production Research, Vol. 50, No. 20, pp. 5926-5935, 2012.

[6] Roh M., Lee K., “Generation of Production Material for a Building Block and Simulation of Block Erection for Process Planning and Scheduling in Shipbuilding”, International Journal of Production Research, Vol. 45, No. 20, pp. 4653-4683, 2007.

[7] Yoon D., Varghese R., Yang J., “Genetic Algorithm Based Technique for Erection Sequence Generator in Shipbuilding”, Ships and Offshore Structures, Vol. 1, No. 4, pp. 289-299, 2006.

COASTER SHIPPING AND DATA ANALYSIS FOR WORKING OUT MAIN DIMENSIONS

Şebnem HELVACIOĞLU[1] and Barış BARLAS[2]

ABSTRACT

Coastal shipping or short-sea transportation needs to be viewed as one of the components in a multimodal supply chain system, coordinated to accomplish the goal of efficient through transport. Although coastal shipping by itself may be economical, the door-to-door transport costs of coastal shipping is uncompetitive. At first sight, this appears to disqualify coastal shipping from integrating into the domestic intermodal transport chain. In this study the term "coastal shipping" is used as vessels operating between two or more ports of the coastal areas, which refers to vessels traveling in the Black Sea, Marmara Sea, Aegean Sea and Mediterranean. Investigating the characteristics of coaster ships, L/B is varied between $5<L/B<6.5$, which is smaller than normal general cargo ships. B/T in coaster ships is varied between $2.2<B/T<3.0$, which is smaller than normal general cargo ships. The main dimensions of coaster ships are different due to the coastal waters they serve. The length of the ship is wide-ranging between 30 m<L<75 m. Generally, the service speed is higher than the economical speed, 10 kts<V<12.5 kts. Therefore, these ships are not cost-effective due to ship resistance. In this study, efficient coaster ship main dimension ratios are specified.

Keywords: Short-sea transportation; Coaster ship; Main dimensions.

1. Introduction

The term coastal shipping or short-sea transportation is widely used as vessels operating between two or more ports of the coastal areas. In the current work, coastal ship refers to vessels traveling in the Black Sea, Marmara Sea, Aegean Sea and Mediterranean. Short sea shipping is the maritime transport of goods over relatively short distances, as opposed to the intercontinental deep sea shipping. As a result, short sea shipping also includes feeder services: a short-sea network between ports with the objective of consolidating or redistributing freight to or from a deep sea service in one of these ports, the so-called hub port. The problem of determining the required coaster ship investment is an enduring problem handled by both governments and ship owners. The nature of shipping has high investment needs and depending on the freight rate cycle, the return on investment is sometimes take years.

Ships have set course on regular trade routes for thousands of years. Supply chains have increased the demands on road freight transport, which is better suited for domestic transport than others. At the same time there has been an improvement and growth in the supply of roads, as a result increasing the commercial advantage of road freight transport. The growth of roads results primarily at increasing public mobility, therefore pollution and congestion.

[1]Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Phone: 0212 285 6493, email: helvacii@itu.edu.tr
[2]Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Phone: 0212 285 6464, email: barlas@itu.edu.tr

Further road traffic growth is likely worsen congestion and pollution. Coastal shipping has the advantage of the least polluting transportation compared to other transportation modes [1]. The European Commission advocates greater use of short sea shipping, because it has much higher energy efficiency than any other types of transportation and less CO_2 emission per tone carried [2]. Hashimoto reports that coastal shipping is the most energy efficient transportation in Japan [3]. Saldanha and Gray revitalize the coastal shipping in UK [4]. Furthermore, during the high energy prices, it magnetize the coastal shipping.

The introduction of fast ships alone is insufficient to reduce the transit time of coastal shipping only. Time in ports during transshipment needs to be reduced drastically to improve the transit performance. To lessen high costs and increase handling efficiency, it appears that cargo handling operation provided by the ships would be a necessity. Coastal shipping needs to be viewed as one of the components in a multimodal supply chain system, coordinated to accomplish the goal of efficient through transport, Although coastal shipping by itself may be economical, the through door-to-door transport costs of transshipment and providing feeder services introduce substantial cost factors that may render intermodalism using coastal shipping uncompetitive. At first sight, this appears to disqualify coastal shipping from integrating into the domestic intermodal transport chain. Park et al. employed scenario analysis for the possible coaster ship sizes and types by comparing potential revenue with costs. The results indicated that putting a used large-sized ship into operation would accommodate the increasing cargo volumes, and improve customer services [5]. Özalp investigated coaster ship main dimensions and their forms [6, 7].

The paper investigates to establish suitable main dimensions for coaster ships for Turkish coastal waters to solve this problem in order to help ship-owners make effective decisions while new ordering coaster ships in their fleets.

2. Coaster Transportation in Turkey

Turkey has a total of 54 container terminals and seaports. The locations of the container terminals and seaports are depicted in Figure 1. The Turkish peninsula is bathed by four seas: the Eastern Mediterranean Sea to the south, the Aegean Sea to the west, the Sea of Marmara between the European and Asian land masses, and the Black Sea to the north. Turkey is a country that has the entire coastline spans more than 8,000 kilometers in length. Therefore it's important and necessary to improve the coastal shipping persistently.

Figure 1. Seaports of Turkey (Blue spots: Container terminals, Orange spots: Seaports)

Turkish short-sea transportation shipping business has some characteristics [8];

- The short-sea transportation shipping business has become a profession transferred from father to son. Most of the businesses are family owned, and failed to develop itself financially and technically.
- The cargo transported by Turkish coaster ships had a share of 17% in domestic cargo in 1962 and declined to 3% in the early 2000s.
- As of the end of 2013, the average age of Turkish-owned coaster dry cargo fleet is 25 years old and it has a total capacity of 2.85 million DWT. In this fleet, 42% of the ships are Turkish flagged. 55% of total tonnage and 66% of these vessels are older than 20 years.
- The coaster dry cargo fleet actively operating in the region that has about 2000 vessels, a capacity of 10 million DWT and an average age of 21.6 years
- The regional fleet shortened by 20% since 2008, however Turkish flagged fleet shrank 29%.
- In terms of container ships, Turkish coaster fleet showed signs of development until 2008. As larger vessels have become more advantageous due to the volumes in the Black Sea and Mediterranean area, coaster-type container ships has drawn limited interest after 2008.
- Entering the Sea of Azov and Rostov Port, where substantial part of export cargo of Russia and Ukraine flows into, the regional river-sea vessel fleet consists of 969 vessels with a capacity of 4 million DWT.

Although the Turkish-owned coaster tanker and container fleet is competitive and satisfactory for the region, the dry cargo coaster fleet has old age problems. The old and high Energy Efficiency Design Index (EEDI) ships of the Turkish-owned dry cargo coaster fleet will increase Turkey's dependency on foreign ship-owners. On the other hand, the entire regional fleet gets older, this may bring new opportunities to Turkish shipyards [8].

3. Characteristics of Coaster Ships

The total number of ships that belong to Turkish or Other Flags stopped in Turkish ports in 2011 is 75134, Figure 2 shows the distribution of numbers according to the ports. This showing that sea (coastal) transportation is important for Turkey [9]. Therefore, it is important to define proper coaster ship characteristics to improve the coastal sea transportation in Turkey.

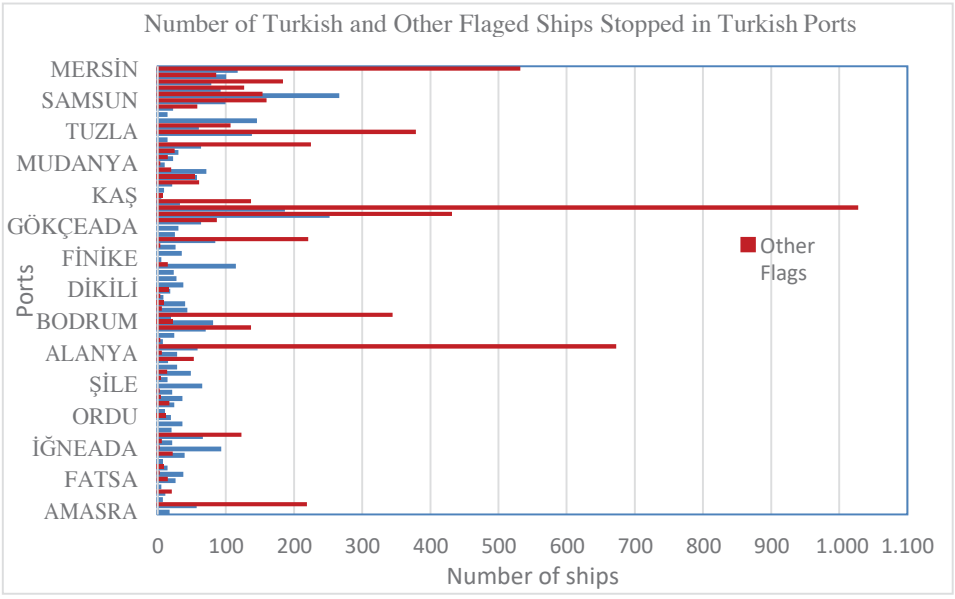


Figure 2. The number of ships which stopped in Turkish Ports

An analysis was carried out including approximately 260 coastal ships that built in between 1950 and 2001. According to the survey and analyzing data, following information have been acquired. In Table 1 the number of ships taken into account in the investigation according to their DWT are given. DWT and L/B change corresponding to years are depicted in Figure 3 and Figure 4. DWT and L/B ratio increased in years starting from mid-1900s to beginning of 2000s (see Figure 3 and Figure 4), because of developments in technology. The ship data have been analyzed to show distribution of L/B, B/T, speed and propeller RPM which are given in Figures 5-8. All the given figures the x-axis data is sorted from old to new aged ships. According to the depicted figures, average L/B ratio and vessel service speed are increased, although B/T ratio and propeller RPM are decreased in time. The newbuilding coastal ships have greater L/B ratios, faster, and slow propeller RPMs than their aged counterparts. Smaller B/T and large L/B contribute large draft (T) values. In addition large draft (T) values and low propeller RPM means large diameter propeller and improved maneuverability.

Table 1 Survey data for DWT versus number of ships

DWT Range	Number of Ships
300-999	49
1000-1499	71
1500-1999	53
2000-2500	50

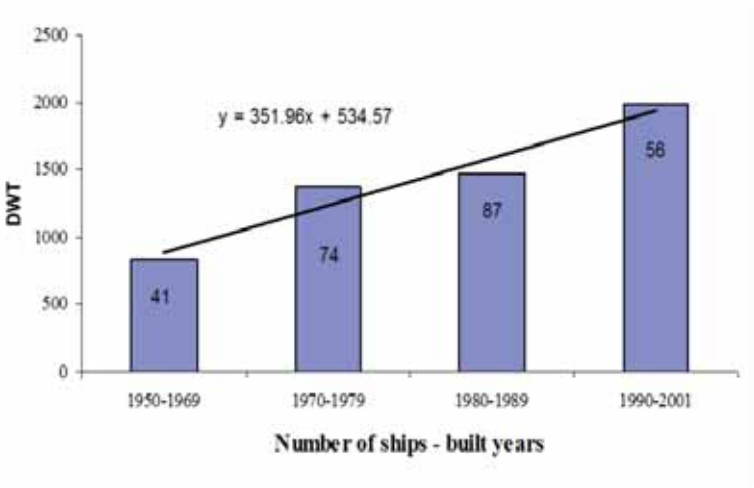


Figure 3 DWT change corresponding to years

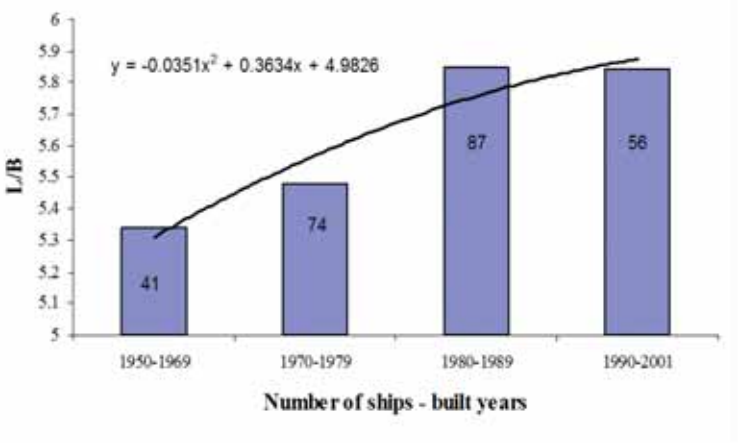


Figure 4. Length to beam ratio change corresponding to years

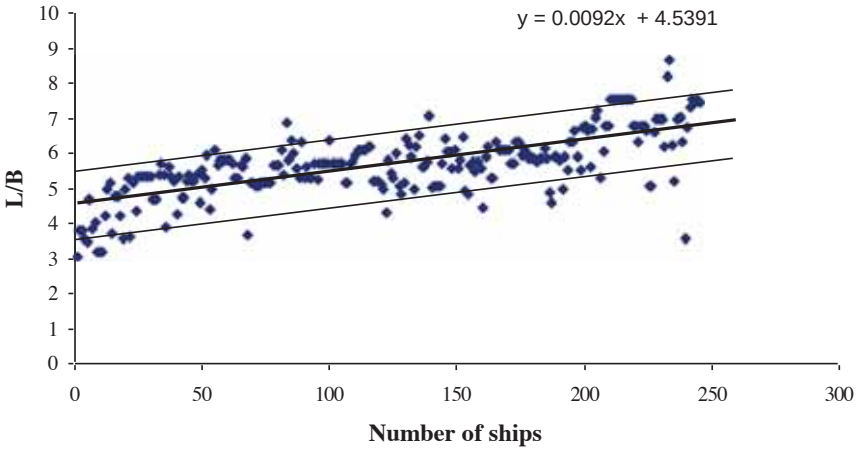


Figure 5. Length to beam ratio change according to ships

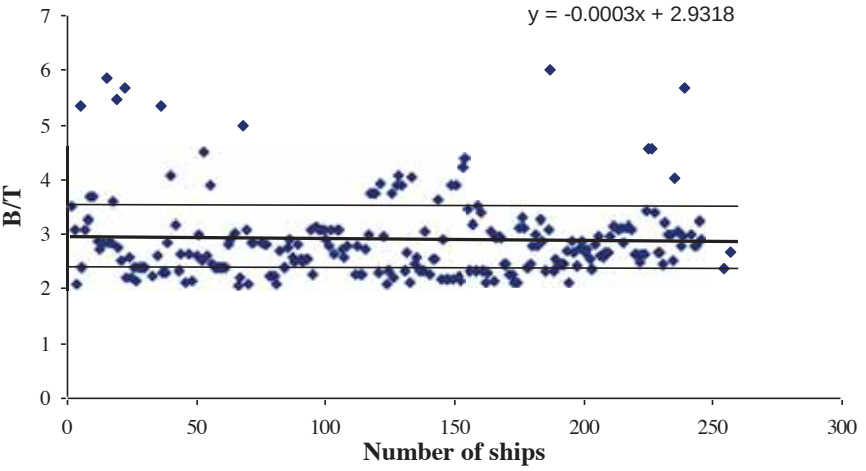


Figure 6. Beam to draft ratio change according to ships

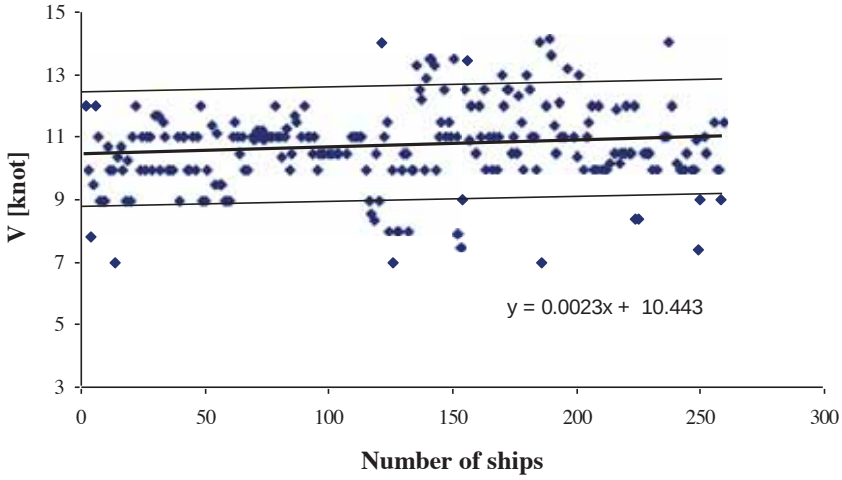


Figure 7. Speed change according to ships

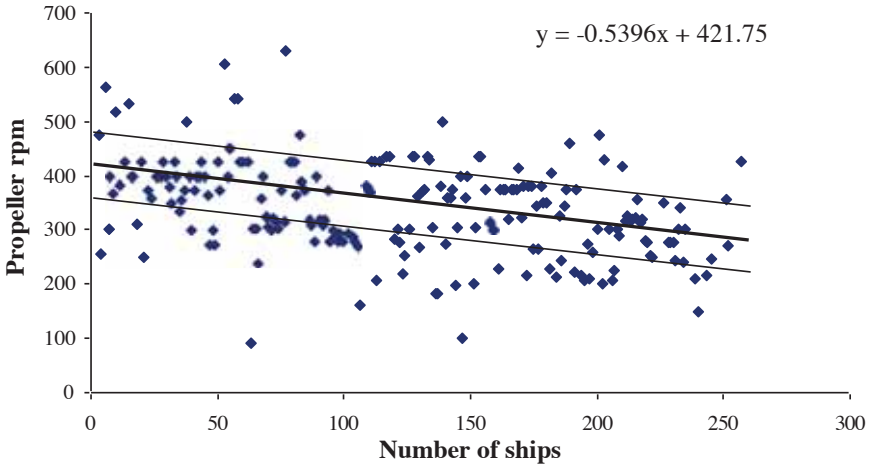


Figure 8. Change in propeller RPM according to ships

A coaster ship is a deadweight carrier in small size where DWT/Δ is around 70-74 [10]. In the current work the size of coaster ships are taken up to 2000 DWT. L/B in coaster ships is varied between 5<L/B<6.5, which is smaller than normal general cargo ships. The B/T in coaster ships is varied between 2.2<B/T<3.0, which is smaller than normal general cargo ships. The main dimensions of coaster ships are different due to the coastal waters they serve,

such as draft restriction ports require high B/T values. The length of the ship is wide-ranging between 30 m<L<75 m. Generally, the service speed is higher than the economical speed, 10 kts<V<12.5 kts. Therefore, these ships are not cost-effective due to ship resistance. Although, the main engines have high rotary speeds, the propeller diameters are small compared to normal general cargo ships. Hence the propulsive efficiency is low. The propeller rpms varied between 265 rpm<Prop.RPM<435 rpm.

There are four main dimensions of ships as length (L), beam (B), depth (D) and T (draft) and six main relations as L/B, L/D, L/T, B/T, B/D and T/D connecting them to each other. L/B is one of the most important property of a commercial ship, because this ratio indirectly proportional to the drag force. Therefore, it signifies the ship's operational cost. When a dry cargo ship is designed, the important dimensionless coefficients L/B, B/T and T/D. For the reason that, L/B characterizes ship economy which is above mentioned, B/T is for stability and T/D freeboard which are the most important properties of a cargo ship. In this paper the data about these coefficients have been analyzed. The concept design stage starts with the requirements normally DWT, range and speed. The next step is acquiring main dimensions from existing ships before completing volume and area supplies for the demands. Acquiring the main dimensions proper data should be used which is recent data. In this data, there are recent ships as well as old ones. For example in Figure 9 all data is used to show L/B changes versus to DWT. In Figure 10 L/B ratio according to DWT is given in different time range. The most useful data is recent data which is between 1990's and 2000's. L/B for a new ship design should be chosen from proper equation.

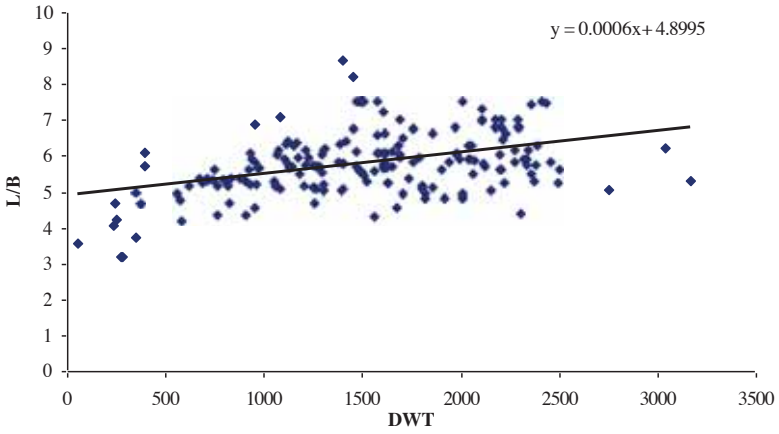


Figure 9. DWT versus L/B for all years

Several figures showing the change of B/T and T/D correspondingly to length for different time range are given in Figures 11 and 12. As seen from Figure 10 slope of the trend lines haven't changed, but the DWT tonnage increased this is because of commercial volume

increased all around the world. When B/T diagram for different time range examined, there was a major change between 1990's and 2000's. At last T/D graph shows very different characteristic before 1979's, it is most probably for Load Line 1966 applied (see Figure 12).

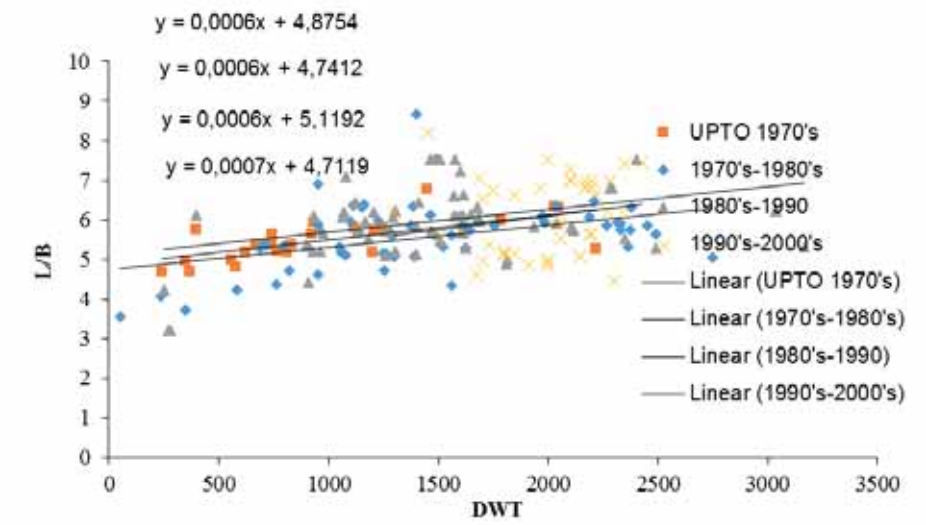


Figure 10. DWT versus L/B for different time range

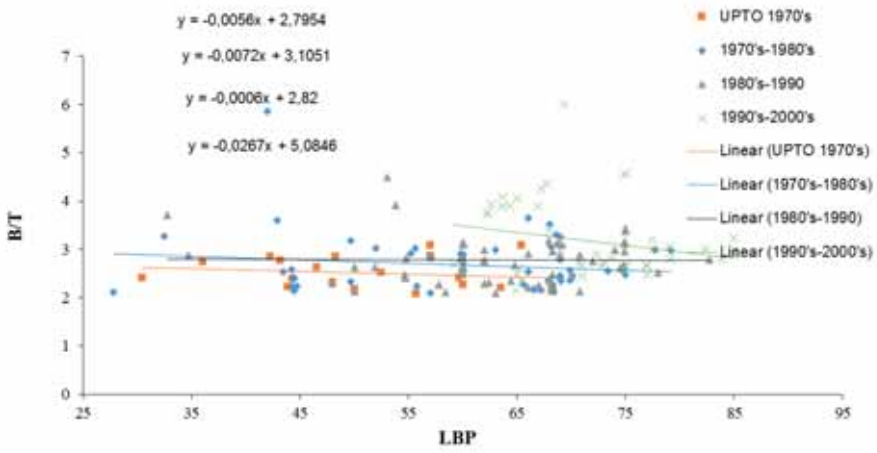


Figure 11. B/T versus L_{BP} for different time range

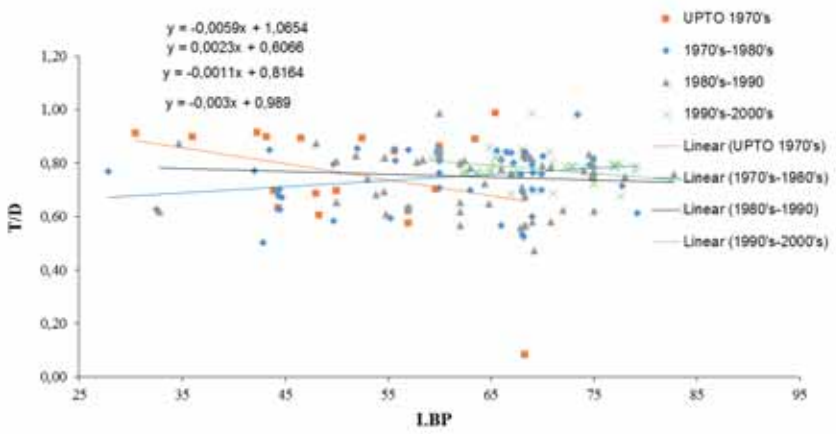


Figure 12. T/D versus L_{BP} for different time range

Figures 10-12 show the data scatter for dimensionless main dimension coefficients. Data must be analyzed more precisely to calculate main dimensions. For example, Figure 13 shows two different trend lines for recent data. The green line indicates the data of all ships in this range, but the red line shows the change in data after extra ordinary data were removed, because they are not in neighborhood of other points. Therefore, there are two different equations connecting DWT versus L/B ratio. It is easy for an experienced designer to decide which equation or value is suitable to use, but it is much better if the data in the cloud is used to find the relation between parameters.

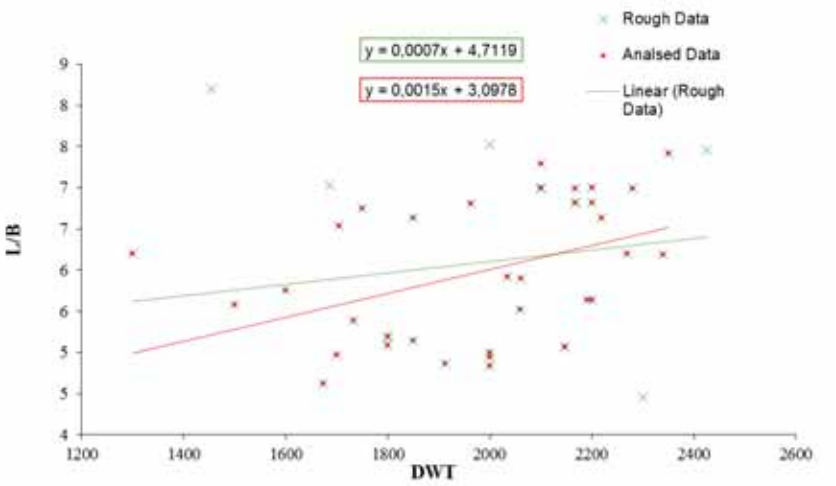


Figure 13. L/B versus DWT data to acquire a relation between parameters

Collecting data is the second and quite important step of design. Collected data must be analyzed before it was used. For a coaster ship design relations L/B, B/T and T/D are needed to find main dimensions. In the current work pretty much ships data collected and anlysed. Figures 13, 14 and 15 show the relations through these parameters correspondingly the analyzed data which are appeared in the proper cloud.

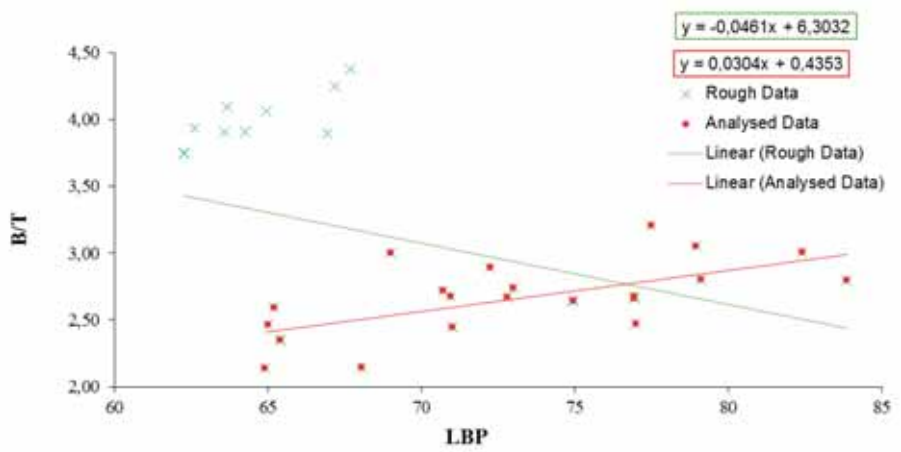


Figure 14. B/T versus L_{BP} data to acquire a relation between parameters

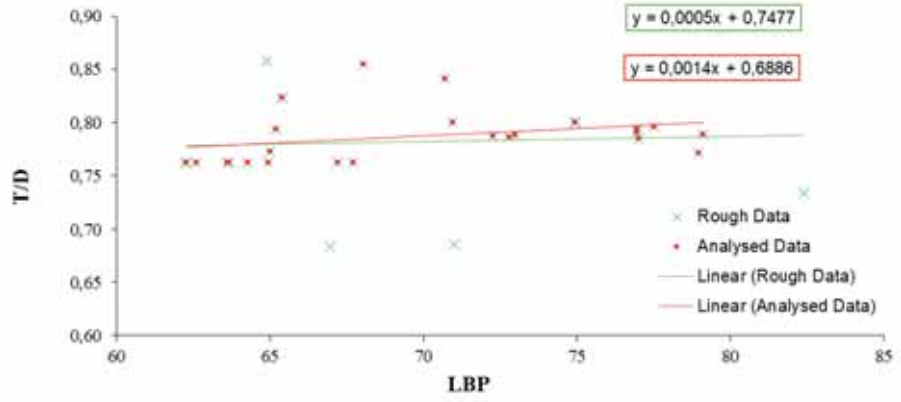


Figure 15. T/D versus L_{BP} data to acquire a relation between parameters

4. Discussions

Focusing on a ship investment decision making is a problem in coastal shipping. Designing a new ship reliable data and equations showing the relations between main dimensions

derived from them are important for designers. In the current work after a deep investigation including pretty fine number of ships, data analyzed for dry cargo/coaster ships. The important design parameters for a dry cargo have been given as graphs and equations. Coaster ship size was chosen as an application because Turkish ports are very suitable for coastal transportation. In this study, some diverse changes establish in the main parameters during the years were because of the changes made in the regulations. Nowadays, the newbuilding coastal ships have greater L/B ratios, larger drafts (T) and low propeller RPMs. Smaller B/T and large L/B contribute large draft (T) values. They have large diameter propeller and improved maneuverability. The following main dimension ratios are suggested: Propeller RPM recommended is in range between 220 and 350; B/T recommended is in range between 2.4 and 2.9; L/B recommended is in range between 5.22 and 7.35.

For the future work, since data included in this work are up to year 2001, this should be enlarged until now, the study redone by adding new ships.

7. References

[1] Corrales, M., Grant, M. and Chan, E., 1996. Indicators of the environmental impacts of transportation; highway, rail, aviation and maritime transport. Report No. EPA 230-R-96-009, US Environmental Protection Agency, Office of Policy, Planning and Evaluation.

[2] European Conference of Ministers of Transport, 1998. Report on the Current State of combined Transport in Europe, Paris.

[3] Hashimoto, M., 1989. General problems to energy problems in the land transport sector in Japan, Commission of the Eurpoean Communities Directorate-General for Energy: Seminar on Energy Efficiency in Land Transport, 5-19.

[4] Saldanha, J., Gray, R., 2002. The potential for British coastal shipping in a multimodal chain, Maritime Policy & Management, Vol.29, No.1, 77-92.

[5] Park, S., Wang, Y., Yeo, G., Ng, A.K.Y., 2014. System dynamics modeling for determining optimal ship sizes and types in coaster liner services, The Asian Journal of Shipping and Logistics, Vol.30(1), 31-50.

[6] Özalp, T. 1963. Yakın sahil yük gemilerinin formları ve endazeleri, Gemi Mecmuası 1963, 16-24.

[7] Özalp, T. 1970. Yakın sahil yük gemilerinin endazeleri, Gemi İnşaatı Teknik Kongresi 1970, İstanbul, 33-37.

[8] Anonymous, 2014. Coaster renewal project offers great business potential, Marine and Commerce, September issue, 48-53.

[9] URL-1, 2016. http://www.kugm.gov.tr/BLSM_WIYS/DTGM/tr/Kitaplar/20121019_105704_64032_1_64351.pdf, İller Bazinda Denizyolu Taşıma İstatistikleri.

[10] Papanikolaou, A., 2014, Ship Design: Methodologies of Preliminary Design, Springer Dordrecht Heidelberg New York London

GEMİ İNŞAATINDA PLANLAMA USULLERİ VE LİTERATÜR TARAMASI

Mustafa KAFALI [1]

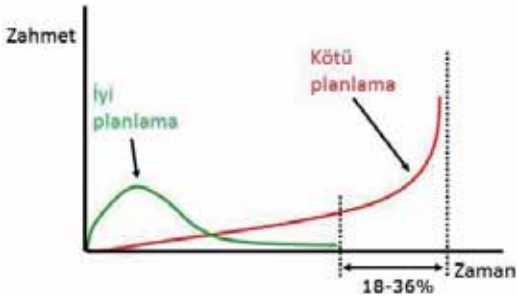
ÖZET

Gemi inşa sanayii endüstrinin ağır iş kollarından birisidir. Ayrıca gemilerin üretiminde pek çok faaliyet bir arada gerçekleştirilmektedir. Gemi inşası için proje planını gerçekçi bir şekilde nizamî olarak elde etmek ihtiyacı, planlama ve proje yönetiminin önemini bu noktadan hareketle ortaya çıkarmaktadır. Bu çalışmada proje planlamada kullanılan CPM (kritik yol metodu), PERT (program değerlendirme ve gözden geçirme) ve CCM (Kritik zincir metodu) usullerinden kısaca bahsedilmiştir. Ayrıca gemi inşaatında planlama mevzuunda yapılmış makale ve doktora tezlerini ihtiva eden geniş bir literatür taramasına yer verilmiştir. Yapılan bu çalışmanın gemi üretiminde planlama teknikleriyle alakalı mevcut literatürü ortaya koyması açısından bu alanda araştırmalar yapan akademisyenlere ve sektör çalışanlarına yardımcı olması beklenmektedir.

Anahtar Kelimeler: Gemi üretiminde planlama, CPM, PERT, CCM, literatür taraması

1.Giriş

Proje, bir gaye için, belli bir zaman ve bütçe dairesinde, gerekli özelliklere göre, her biri müstakil fakat birbiriyle bağlantılı karmaşık faaliyetler bütünüdür. İyi planlanmış proje planlama süresi de dâhil olmak üzere kötü planlanmış veya hiç plan yapılmamış bir projeye nazaran daha erken, daha karlı, daha kaliteli, vs. tamamlanır. Şekil 1'den görüldüğü üzere düzgün bir planlama ilk başlarda zahmeti arttırabilir ama bu durum zaman ilerledikçe asgariye inecektir. Öte yandan planlamaya önem verilmediği durumda ise ilk başlarda hissedilmese de projenin ilerleyen safhalarında maruz kalınacak zahmet ve sıkıntı ayyuka çıkar. İyi bir proje planı yapmak belirsizliği azaltır, projenin daha iyi anlaşılmasını sağlar ve etkinliği artırır [1].



Şekil 1. Zahmet-zaman eğrisi [1].

Bu çalışmanın ilerleyen bölümlerinde önce projenin ağ diyagramının inşasından daha sonra ise proje planlamada kullanılan kritik yol metodu (CPM), program değerlendirme ve gözden

1 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 63 80, e-posta: kafalim@itu.edu.tr

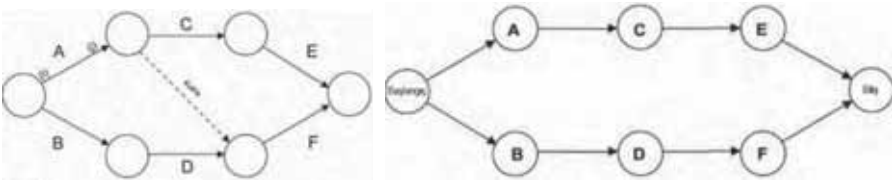
geçirme (PERT) ve kritik zincir metodu (CCM) usullerinden bahsedilmiştir. Takiben gemi inşaatında planlama mevzuunda yapılmış makale ve doktora tezlerini ihtiva eden geniş bir literatür taramasına yer verilmiştir.

2. Proje Planlama Usulleri

Proje planlama için CPM ve PERT yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunlar benzer ağ şeklini kullanırlar. Aralarındaki ana farklılık faaliyet sürelerini ele alışlarındadır. CPM, mutlak yani katî (deterministik) bir hesap temeline dayanırken PERT, ihtimalî yani olasılıklı (probabilistik) bir hesap yöntemini temel alır. CCM, kısıtlar teorisine dayanan bir planlama ve üretim yönetimi usulüdür. Yöntem darboğazların tespit edilmesi ve yok edilmesi yoluyla tüm sistemin çıktısını iyileştirmeye odaklanır.

2.1. Projenin ağ diyagramının inşası

Bir ağ diyagramında düğüm noktaları (node), oklar (arc), faaliyetler ve faaliyetlerin ilişkileri bulunur [3]. Ağ bir başlangıç ve bir bitiş düğüm noktasına sahiptir. AoA (Activity-on-Arc) ve AoN (Activity- on-Node) olmak üzere iki tip ağ gösterimi mevcuttur. AoA usulünde faaliyet detayları ok üzerine yazılırken AoN usulünde bu detaylar düğüm noktalarının içine yazılır. İlk zamanlar AoA tercih edilirken bilgisayar sistemlerine geçilmesi ve bu sistemlerin gelişmesiyle bu tercih AoN yönünde değişmiştir. Şekil 2'te sırasıyla AoA ve AoN usullerine göre hazırlanmış ağ diyagramları görülmektedir.

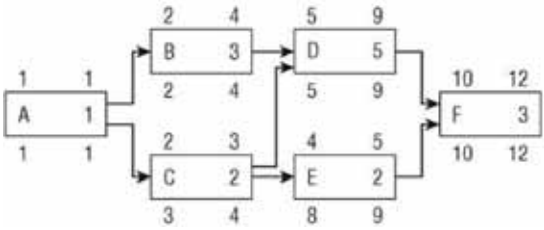


Şekil 2. AoA ve AoN usullerine göre hazırlanmış ağ diyagramları [4].

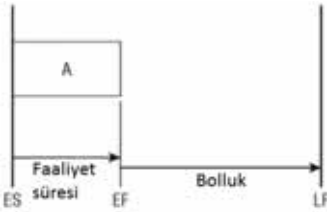
AoA metodunda kukla (dummy) faaliyet kullanımı varken AoN'de bu söz konusu değildir. AoN'de temel hesap birimi düğüm noktasıdır (TN) ve her bir faaliyet TN olarak adlandırılan genellikle bir dikdörtgen ile gösterilir. Oklar ise faaliyetler arasındaki selef-halef ilişkisini ifade eder. Şekil 3'te bir TN görülmektedir. ES, en erken başlama zamanı (earliest start), bir faaliyetin öncesindeki tüm faaliyetlerinin bitip, söz konusu faaliyetin başlayabileceği en erken zamandır. Eğer bir faaliyetin tek bir selef faaliyeti varsa bu durumda bu faaliyetin ES zamanı selef faaliyetin EF zamanı ile şayet birden fazla ise bu durumda selef faaliyetlerinin EF zamanının en geç olanı ile tayin edilir. EF, en erken bitme zamanı (earliest finish), [(ES+ Faaliyet süresi) - Bir zaman birimi] şeklinde hesaplanır. Denklemde yer alan (-Bir zaman birimi) ifadesi faaliyetin zaman biriminin (saat, gün, vs.) başında başlayıp sonunun da bitmesi sebebiyle eklenir. Mesela şekil 4'da görüldüğü üzere E faaliyeti 4. günün başında başlamış

Şekil 3. Bir TN [1].

ve 5. günün sonunda bitmiştir. ES ve EF ifadeleri projenin başlangıç faaliyetlerinden başlayıp bitiş faaliyetlerine doğru yapılan hesaplama ile bulunurlar. LS, en geç başlama zamanı (latest start), bir faaliyetin proje tamamlanma süresini geciktirmeyecek şekilde başlayabileceği en geç zamandır ve [(LF-Faaliyet süresi) + Bir zaman birimi] şeklinde hesaplanır. LF, en geç bitme zamanı (latest finish), bir faaliyetin proje tamamlanma süresini geciktirmeyecek şekilde bitebileceği en geç zamandır. LS ve LF ifadeleri projenin bitiş faaliyetinden başa doğru yapılan hesaplama ile bulunurlar. En son faaliyetin LF zamanı, EF zamanına eşit alınır. Bir önceki faaliyetin LF zamanı bir sonraki faaliyetin LS faaliyetinden bir zaman biriminin çıkarılmasıyla bulunur. Bu şekilde başlanıp geriye doğru hesaplama yapılırken eğer bir önceki faaliyetin birden fazla halefi olduğu durumla karşılaşılırsa LS zamanlarından en küçük olanın bir zaman birimi eksiği selef faaliyetin LF zamanı olarak alınır. Şekil 4'da örnek bir hesaplama yer almaktadır. ID, faaliyetin kodunu gösterir. E, faaliyetin beklenen tamamlanma süresidir. Bolluk (Slack veya Float): Bir faaliyetin projenin teslim tarihini geciktirmeyecek şekilde sahip olduğu zaman toleransıdır. Bu tolerans (LF-EF) farkına eşittir (Şekil 5) [1].

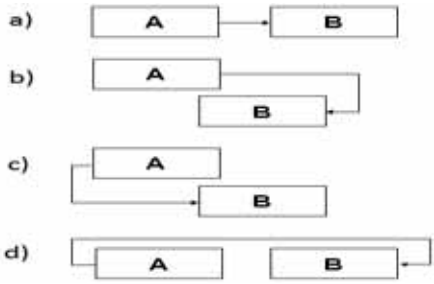


Şekil 4. Ağ diyagramı üzerinde ES-EF-LS-LF [1].



Şekil 5. Bolluk [1].

Faaliyetlerin birbirleriyle olan ilişkileri dört şekilde olabilir. Birincisi "bitirince başla (Finish-to-Start/FS)". A faaliyeti bittiği zaman B faaliyeti başlar (Şekil 6a). İkincisi "bitirince bitir (Finish-to-Finish/FF)". A faaliyeti bittiğinde B faaliyeti de biter. (Şekil 6b). Üçüncüsü "başlayınca başla (Start-to-Start/SS)". A faaliyeti başladığı zaman B faaliyeti de başlar (Şekil 6c). Dördüncüsü "başlayınca bitir (Start-to-Finish/SF)". A faaliyeti başladığında B faaliyeti biter (Şekil 6d) [1].

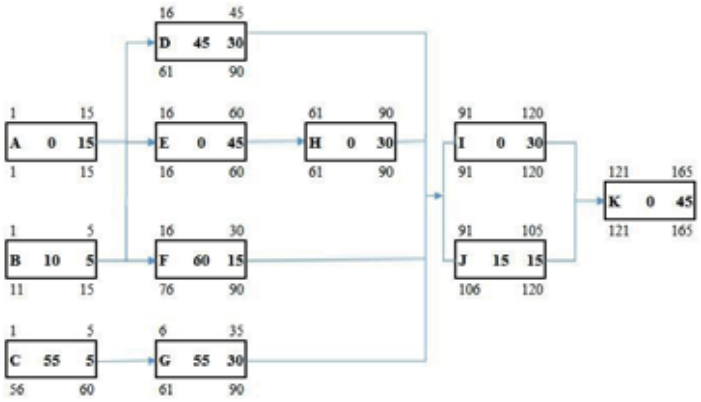


Şekil 6. Faaliyetlerin birbirleriyle ilişkileri [1].

2.2. Kritik yol metodu (CPM)

CPM deterministik bir hesap temeline dayanan, süre bakımından en uzun olan görev silsilesinin tespit edilmesi yoluyla proje değerlendirme tekniğidir. Bu en uzun yol kritik yoldur ve buna yoğunlaşılarak projenin zamanında, önceden belirlenmiş planla uyumlu olarak ilerlemesi sağlanır. CPM kaynakların hudutsuz olduğunu; süre, kaynak ihtiyacı ve selef-halef ilişkisi gibi özelliklerin değişmez olduğunu varsayar [5]. Şekil 7'de örnek bir ağ

diyagramı yer almaktadır. Bu diyagramdan görüleceği üzere proje başından sonuna 14 farklı yol vardır. Tablo 1'de bu yollar verilmiştir. Buna göre en uzun yol alan A-E-H-I-K yolu kritik yoldur ve bu projenin süresi 165 zaman birimidir. Gene bu yol üzerindeki faaliyetlerin bolluk değerlerinin sıfır olduğu görülmektedir. CPM'de faaliyet süreleri misal üzerinde de görüldüğü üzere deterministik olarak alınmaktadır. Hâlbuki gerçek hayatta bu durum çok zordur. Eğer bir faaliyet daha önceden icra edilmişse onun süresi kabul edilebilir kesinlikle kestirilebilir. CPM sürelerin iyi bir biçimde kestirilebildiği projelere uygun bir deterministik yaklaşım kullanır [4].



Şekil 7. Örnek bir ağ diyagramı [2].

Tablo 1. Ağ diyagramındaki yollar.

Yol					Toplam süre	Yol					Toplam süre	Yol				Toplam süre
A	D	I	K			A	F	J	K			B	F	I	K	
15	30	30	45		120	15	15	15	45		90	5	15	30	45	95
A	D	J	K			B	D	I	K			B	F	J	K	
15	30	15	45		105	5	30	30	45		110	5	15	15	45	80
A	E	H	I	K		B	D	J	K			C	G	I	K	
15	45	30	30	45	165	5	30	15	45		95	5	30	30	45	110
A	E	H	J	K		B	E	H	I	K		C	G	J	K	
15	45	30	15	45	150	5	45	30	30	45	155	5	30	15	45	95
A	F	I	K			B	E	H	J	K						
15	15	30	45		105	5	45	30	15	45	140					

2.3. Program değerlendirme ve gözden geçirme metodu (PERT)

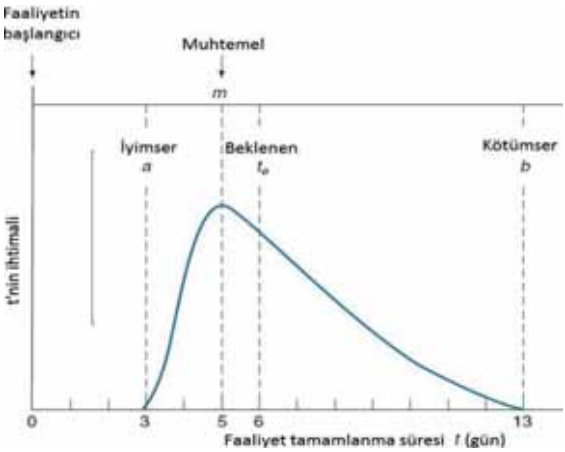
PERT iyimser (optimist), muhtemel (most likely) ve kötümser (pesimist) olmak üzere üç zamanlı ihtimalî bir model kullanır. PERT, sürelerin bir dizi olasılıklar üzerinden değişiklik gösterebildiği projelere uygun bir probabilistik yaklaşımı temel alır [4]. CPM'den farklı olarak PERT ile bir projenin belli bir zamanda tamamlanma ihtimalini hesaplamak mümkündür. Şekil 8'de görüldüğü üzere iyimser zaman, a, tüm her şeyin olumlu gittiği durumda ortaya çıkabilecek zamandır. Muhtemel zaman, m, o faaliyet için en çok karşılaşılan değerdir. Kötümser zaman, b, ise en kötü durumda ortaya çıkan faaliyet süresini temsil eder. Burada faaliyet süresinin formu beta olasılık dağılımı ile temsil edilir. Beta olasılık fonksiyonuyla gösterilen faaliyet süresinin ortalama, t_e, varyans, V ve standart sapma, σ, değerleri aşağıdaki denklemlerle hesaplanır:

$$t_e = \frac{a + 4m + b}{6} \qquad V = \left(\frac{b - a}{6}\right)^2 \qquad \sigma = \frac{b - a}{6} \tag{1}$$

Örneğin şekil 8'deki değerlere göre bu parametreler şöyle hesaplanır:

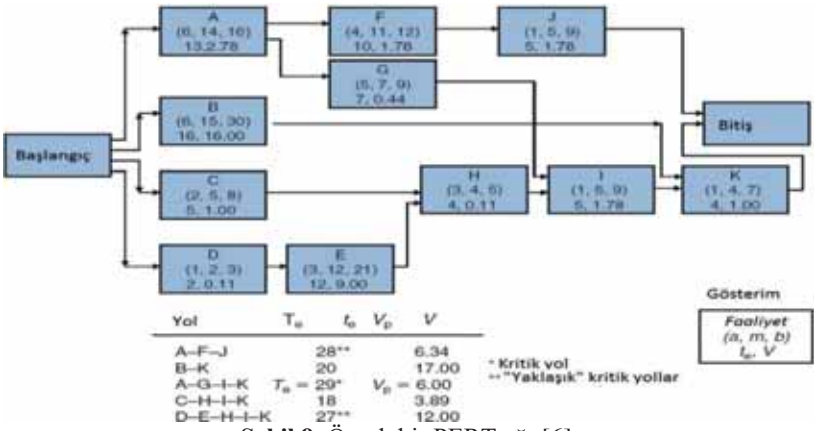
$$t_e = \frac{3 + 4(5) + 13}{6} = 6gün \qquad V = \left(\frac{13 - 3}{6}\right)^2 = 2.78 \qquad \sigma = 1{,}67$$

Faaliyet süreleri ihtimalî olduğundan projenin tamamlanma süresi de bir olasılık dağılımıyla ifade edilir. Projenin ortalama tamamlanma süresi, Te, kritik yol üzerindeki faaliyetlerin ortalama tamamlanma sürelerinin toplamına eşittir. Benzer şekilde projenin tamamlanma süresi dağılımının varyansı da kritik yol üzerindeki faaliyetlerin tek tek tamamlanma süreleri dağılımının varyanslarının toplamına eşittir. Bütün projenin tamamlanma süresi; ortalaması Te, varyansı Vp olan normal dağılım ile ifade edilir (Denklem 2). Şekil 9'da örnek bir PERT ağı görülmektedir.



Şekil 8. Faaliyet süresinin kestirimi [6].

$$Te = \sum_{CP} t_e \qquad Vp = \sum_{CP} V \tag{2}$$



Şekil 9. Örnek bir PERT ağı [6].

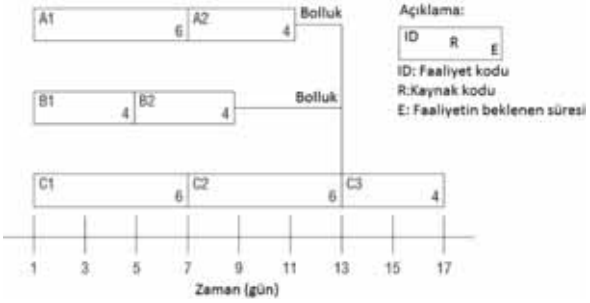
Şekildeki ağ yapısına göre projenin 27 günde bitme ihtimali denklem 3 ile hesaplanır. Projenin 27 günde tamamlanma ihtimali standart normal eğrideki –0.82 değerinin solundaki alanına eşittir. Eğer z tablosu incelenirse bu olasılık değerinin %21 olduğu bulunur [6]:

$$z = \frac{Ts - Te}{\sqrt{Vp}} \tag{3}$$

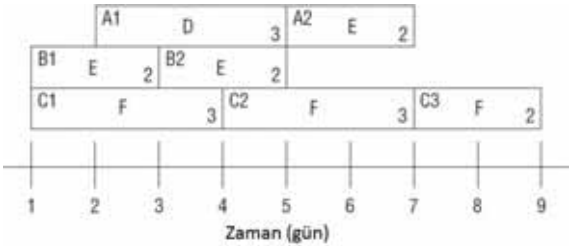
$z = \frac{27-29}{\sqrt{6}} = -0.82$; Ts: Hedeflenen tamamlanma süresi; z: Standart normal değişken

2.4. Kritik Zincir Metodu (CCM)

Kısıtlar teorisine (TOC) dayanan bir planlama ve üretim yönetimi usulü olan kritik zincir metodu üretim faaliyetlerindeki darboğazların belirlenip yok edilmesi yoluyla tüm sistemin çıktısını iyileştirmeye odaklanır. Bu yöntemde bolluklar kaldırılarak tampon diye tabir edilen bir terim ortaya atılmıştır. Proje ilerlerken tamponlar sürekli izlenir. CCM projelerin geleneksel yöntemler olan CPM ve PERT'ten %10-50 daha hızlı ve daha ucuz olmasını başararak saygınlık kazanmıştır. Bu yaklaşım son yıllarda gemi inşaatında ve onarımında popülerlik kazanmaya başlamıştır [7]. Metotta planlamacının kendini garantiye almak gayesiyle her bir faaliyete eklediği güven payları kesilerek faaliyetler dizisinin sonuna eklenir ve miktarı azaltılır. Şekil 10'daki örnek proje planında her bir faaliyetin güven payı içerdiği durumda projenin tamamlanma süresi 16 gündür. Kritik yol (C1-C2-C3)'tür. Bir sonraki adımda bolluklar kaldırılır ve mevcut faaliyet sürelerinin yerine %50 kestirim süreleri konur. Yine bu adımda faaliyetlere kaynak ataması da yapılmıştır (Şekil 11). CCM'de proje tamponu, besleme tamponu, kaynak tamponu gibi tamponlar (buffers) kullanılır [1].



Şekil 10. Örnek bir proje planı [1].



Şekil 11. Bolluklar kaldırılmış ve kaynak ataması yapılmış proje planı [1].

3. Literatür Taraması

Bu bölümde gemi inşaatında planlamayla ilgili yapılmış makale ve doktora tezlerine yer verilecektir. Öncelikle makalelerden bahsedilecek olursa Rose ve Coenen kompleks gemiler (offshore, passenger, and military vessels) inşa eden Avrupa tersanelerinin kızakta blok montajı (block erection) faaliyetlerinin çizelgelemeleri için iki amaçlı matematiksel bir

model geliştirmişlerdir. Buradaki amaçlar, kızakta blok montajı personeli ihtiyacını asgariye indirmek gayesiyle kaynak amacı ve kızaktaki donatım süresine bağlı donatım amacıdır. Kurulan matematiksel modelin çözümü için ayrıca meta sezgisel bir usul olan genetik algoritma (NSGA-II) temeline dayalı bir çözüm tekniği geliştirilmiştir [8]. Yine Rose ve Coenen kompleks gemiler inşa eden Avrupa tersanelerindeki blok inşa faaliyetlerinin çizelgelemeleri için iki amaçlı bir matematiksel model geliştirmişlerdir. Buradaki amaçlar, dış kaynak kullanımını asgariye indirmek gayesiyle dış kaynak amacı ve kaynak ihtiyacındaki değişkenlikleri asgariye indirmek için kaynak amacıdır. Kurulan matematiksel modelin çözümü için genetik algoritma (non-dominated sorting generic algorithm-II: NSGA-II) tatbik edilmiştir [9]. Iwankowicz büyük ebatlı gemilerin teknelerinin üretimi için montaj sırası üreten çizge teorisine (theory of graph) dayanan bir metot geliştirmiştir. Optimum montaj sırasının belirlenmesinde genetik algoritma kullanmıştır. Her bir montaj sırası yön verilmiş döngüsel olmayan grafik (Directed acyclic graph) halinde gösterilmiştir [10]. Ge ve diğ. çalışma alanın etkin kullanımını sağlamak için mekânsal planlama üzerinde durmuşlardır. Sunulan algoritmanın temelinde sezgisel kurallar ve genetik algoritma bulunmaktadır. Göz önüne alınan çalışma alanı şekil olarak düzensiz bir yapıya sahiptir ayrıca blokların dikdörtgen oldukları varsayılmıştır. Geliştirilen algoritmada "not defteri kuralı" (notepad rule) ilk blok yerleşiminin yapılması için; genetik algoritma çalışma alanını en etkin şekilde kullanan en iyi blok sıralamasını tespit etmek için kullanılmıştır. Ayrıca blokların birbirlerine ve çalışma alanı sınırlarına çarpmalarını engellemek maksadıyla "çatışma tespit teknolojisinden" (collision detection technology) faydalanılmıştır. [11]. Wang ve diğ. dinamik gerçek bir çevrede düz blokların üretildiği hatta blok siparişi geliş zamanı, faaliyet zamanı ve blokun teslim zamanı ile alakalı birçok belirsizlik faktörünü göz önünde bulundurarak daha öncekilerden farklı olan; yuvarlanan ufuk (rolling horizon) ve yeniden planlama (rescheduling) usullerini bir araya getiren bir planlama stratejisi kullanmışlardır. Problemin doğrusal olmayan tam sayılı programlama modeli ile bina edildiği çalışmada erken veya geç teslimatın meydana çıkardığı maliyetleri asgariye indirmeyi amaç edinen yeni bir ceza fonksiyonu da tanımlanmıştır [12]. Afzalirad ve Rezaeian çalışmalarında bir tersanedeki kızakta blok montajı planlama probleminden yola çıkarak kaynak kısıtları, sıraya bağlı hazırlık süreleri, birbirinden farklı serbest kalma zamanları, makine uygunluğu ve iş önceliği kısıtları vasıtasıyla paralel makine planlama meselesi üzerinde durmuşlardır. İdeal çözüme ulaşabilmek için genetik algoritma ve yapay bağışıklık sistemi içeren iki yeni meta sezgisel algoritma geliştirmişlerdir [13]. Lee ve diğ. tersanede geçmişten buyana toplanmış olan verilerin simülasyon yapabilmeye uygun hale getirilmesi üzerinde durmuşlar bunun yanı sına bazı kriterler çerçevesinde veri kalitesi tahlili yapmışlardır [14]. Nam ve diğ. bilgi noksanlığı sebebiyle tersane üretim planı yapılırken karşılaşılan sıkıntıları aşmak için bir nicel değerlendirme sistemi geliştirilmişlerdir. Birinci olarak IDEF0 metodu kullanılarak bilgi akışının tahliliyle üretim planı içinde 14 ana değerlendirme kalemi tespit edilmiştir. İkinci olarak Belirlenen bu 14 kalem temelinde hiyerarşik yapı kurulmuş ve AHP kullanılarak kriter ağırlıkları belirlenmiştir. Üçüncü olarak her bir kalemin değerlendirme formülleri ve ölçütleri tanımlanmıştır. [15]. Nam ve diğ. gemi inşaatında simülasyonu kolaylaştırmak amacıyla yaptıkları bir diğer çalışmalarında planlama verisi için bir standart biçim ve veri dönüşümü tanıtmışlardır. Standart veri yapısı XML temelinde bina edilmiştir. Veri dönüştürücüsü sayesinde tersane özelindeki veriler standart veri biçimine dönüştürülmektedir. Orta vadeli planlama sistemlerinde kullanılan verilerinin standartlaştırılmasıyla mevcut simülasyon modellerinin verimsiz kaldığı noktalar daha etkin

bir şekilde ele alınabilmektedir [16]. Rose ve diğ. gemi inşaatında donatımın planlanması için bir matematiksel model öne sürmüş ayrıca problemin çözümü için bir sezgisel çözüm tekniği geliştirmişlerdir [17]. Rose ve Coenen tarafından yazılan makalede ise gemi inşaatında donatımın planlanması için dört farklı meta sezgisel metodun performansı karşılaştırılmıştır. Tüm karşılaştırılan metotlar yaklaşık %95'i bulan yüksek kaynak kullanım oranları ile tatmin edici planlamalar ortaya çıkarmışlardır [18]. Kwon ve Lee bir tersane montaj atölyesindeki büyük blokların montajı için mekânsal planlama problemini ele almışlardır. Problem bir karma tam sayılı programlama modeli olarak formüle edilmiş ve çözülmüştür. Ayrıca iki aşamalı bir sezgisel algoritma geliştirilmiştir [19]. Hu ve diğ. blok inşaatında alan planlama bağlamında bir melez sezgisel algoritma önermişlerdir [20]. Hur ve diğ. bir tersanede faaliyetler bazında adamsaat kestirimi yapan bir sistem önermiş, sistemde çoklu lineer regresyon ile sınıflandırma ve regresyon ağacı kullanmışlardır [21]. Blok üretim sürelerindeki belirsizlikler ve bunların inşa tamamlanma süresi üzerine etkilerini ele almak amacıyla bir sezgisel genetik algoritma yaklaşımı sunan Dai ve diğ. işlem sürelerini üçgen bulanık sayılarla ifade etmişlerdir [22]. Bir diğer makalede Shin ve Bak tarafından taşıyıcı kombinasyonlarını göz önünde bulunduran bir taşıyıcı planlama modeli tanıtılmıştır. Buradaki amaç operasyonla ilgili maliyetleri azaltmak ve taşıyıcılar arasında iş yükü dengesini sağlamaktır [23]. Mitsuyuki ve diğ. tersanede elektrik talebindeki zirveleri ortadan kaldırmak amacıyla iş planları geliştirmek için kesikli olay simülasyonu ve genetik algoritma kullanarak bir metodoloji ortaya çıkarmışlardır [24]. Bir satın alma planlaması modeli geliştiren Dixit ve diğ. maliyet katsayılarını bulanık olarak tayin edip belirsizlikleri göz önünde tutmuşlardır. Bu model gerçek bir tersanede satın alma planlaması için uygulanmıştır [25]. Tao ve diğ. iş gücü atama ve mekânsal planlama problemlerinin ortaklaşa çözümü için bir yaklaşım önermişlerdir [26]. Bao ve diğ. gelişmiş bir genetik algoritma sunarak iş önceliği, makine elverişliliği ve sınırlı alan kısıtlamalarını içeren kızakta blok montajı planlama problemi için çözüm üretmeye çalışmışlardır [27]. Caprace ve diğ. tarafından alanın ve zamanın verimli ve etkin bir şekilde planlanmasını sağlamak amacıyla bir planlama aracı tanımlanmıştır. Burada tanıtılan mekânsal planlama aracı manuel veya otomatik olarak büyük blokların inşaatı için alan tahsisinde kullanılabilir ve planlamacı birden çok alternatifi test ederek en iyi çözümü bulup tersane için daha verimli bir planlama hazırlayabilir [28]. Tokola ve diğ. makalelerinde kızakta blok montajı planlamasını çalışmış ve tamamlanma süresini asgariye indirmek için birçok kısıtların hesaba katıldığı bir matematiksel model formüle etmişlerdir [29]. Lee ve diğ. gemi inşaatı için elverişli olan proses madenciliği teknikleriyle bloklar için kümelenme ve operasyon tahlili metodu önermişlerdir. Bu metodun çıktıları kaynak atama ve operasyon planlama gayesiyle kullanılabilirler [30]. Mekânsal planlama için iki aşamalı bir yaklaşımın sunulduğu çalışmada Zhang ve Chen birinci aşamada blok sayısını azaltmayı amaçlarken ikinci aşamada doğrusal olmayan karma tam sayılı programlama metotlarını kullanarak alan atama ve planlamayı optimize etmişlerdir [31]. Zhuo ve diğ. tarafından bu çalışmada dinamik stokastik optimizasyon problemi için kesikli olay simülasyonu ve mekânsal optimizasyon kullanılarak yeni bir melez planlama metodu önerilmiştir [32]. Zhang ve diğ. proje yöneticilerine tersane operasyonlarında yardımcı olması için kritik zincir temeline dayanan bir teknolojiden bahsetmişlerdir. Bu teknolojinin özellikle proje portföylerinin planlanmasında faydalı olması beklenmektedir [33]. Mekânsal planlamanın ele alındığı bir diğer çalışmada Zheng ve diğ. öncelikle en uygun blok sırası ve mekânsal yerleşimi elde etmek için tipik blok özellikleri ve plakalar üzerine araştırmalar yapmış ve bu araştırmalar neticesinde tamamlanma süresini asgariye indirmek

gayesiyle bir sezgisel mekânsal planlama modeli kurgulamışlardır [34]. Liu ve diğ. bu çalışmada planlama ufku boyunca toplam adamsaat değişkenliğini ve eş zamanlı olarak ara ürün lojistik taleplerini asgariye indirmek amacıyla yeni bir toplam üretim planlama modeli önermişlerdir [35]. Zheng ve diğ. bir tersaneden elde edilen gerçek istatistiki verilere dayanarak blok nitelikleri ve farklı kısıtlar üzerinden karşılaştırmalı analiz ve matematiksel tanımlama yapmışlardır. Öne sürülen birçok sezgisel planlama stratejileri kullanılarak tamamlanma süresinin asgariye indirilmesi için mekânsal planlama modeli kurgulanmıştır [36]. Liu ve diğ. dinamik mekânsal planlama problemi için kesikli olay simülasyonu uygulamasıyla bir ileri zamanlama mekanizması önermiştir. Simülasyon ve mekânsal konfigürasyonun yeni bir melez planlama çerçevesinde bir araya getirildiği çalışmada gemi inşaatında dinamik mekânsal planlamanın optimize edilmesi ve blok montajının kontrolünün sağlanması hedeflenmiştir [37]. Chung ve diğ. kısıtlar teorisi temelinde süreç içi stok olarak blokların artmasının kök nedenlerini ve bunlara karşı çözüm önerilerini ele almışlardır [38]. Kim ve diğ. en uygun ürün portföyü için kısıtlar teorisine dayanan bir karar destek sistemi (DSS) tanıtmışlardır. Bu DSS gemi inşaatı endüstrisinin maliyet yapısıyla uyumlu bir çıktı (throughput) kestirim aracı ve bir tersanedeki havuz, rıhtım, ön imalat alanı gibi kısıtlı kaynakların idare edilebilmesi için sezgisel algoritmayı temel alan bir kaynak simülatörü sağlamaktadır [39]. Gemi inşaatında blok montaj atölyeleri için otomatik blok yerleştirme algoritmalarının geliştirildiği bu makalede Shin ve diğ. blok üretim sırası politikası için sezgisel; blok yerleştirme için ise meta sezgisel metot tanıtmışlardır [40]. Gholami ve Zandieh tarafından yapılan çalışmada stokastik olarak makine arızalarının yaşandığı bir atölyede dinamik planlama için genetik algoritma ve simülasyon entegre edilmiştir. Ortalama gecikmeleri ve tamamlanma zamanını asgariye indirmek amaç olarak belirlenmiştir. Dinamik koşullar altında hedeflere ulaşmak amacıyla en uygun çözümü bulmak için genetik algoritma; tesadüfî durmaların benzetimi için ise simülasyon modeli uygulanmıştır [41]. Ryu ve diğ. tersane blok montaj atölyelerinde mekânsal planlama ve işgücü dengeleme amacıyla nesne odaklı bir sistem geliştirmişler, bu sayede planlamacıların daha az çaba sarf ederek daha yüksek miktarda veriyi ve bilgiyi yönetebilmelerini sağlamışlardır [42]. Diğer bir makalede entegre tekne-donatım-boya (IHOP) yöntemini bir planlama tekniği olarak ele alan Kim ve Lee özellikle ön imalat ve donatım atölyeleri için iyi sonuçlara ulaşıldığını belirtmişlerdir [43]. Finke ve diğ. tarafından yapılan çalışmada Office of Naval Research (ONR) Manufacturing Technology (ManTech) programı tarafından desteklenen ve Northrop Grumman Newport News ile geliştirilen tersane alanı planlama aracından bahsedilmiştir. Bu araç manuel ya da yarı otomatik olarak alan planlama yapmaktadır [44]. Jingsong ve diğ. boru donatımı sürecinde verimliliğin arttırılabilmesi için bir planlama sistemi önermişlerdir. Öncelikle darboğaz olan aşama seçilmiş ve "en uzun işlem süresi önce" (longest time processing first (LPT)) algoritması uygulanarak darboğaz ve bundan önceki aşamaların planlaması inşa edilmiştir [45]. Seo ve diğ. vaka tabanlı muhakeme (case-based reasoning) kullanarak gemi inşaatında blok montajı planlama sistemi geliştirmişlerdir. Programlama aracı olarak bir uzman sistem çekirdeği olan CLIPS'in kullanıldığı çalışmada kullanıcı ara yüzü Open Cascade ve MFC ile inşa edilmiştir [46]. Jeong ve diğ. üretim planlamada kuyruklar, makine arızaları, makinelerin tamir süreleri gibi bir çok faktörün doğurduğu değişkenliklerle başa çıkabilmek için genetik algoritma ve simülasyon içeren melez bir yaklaşım sunmuşlardır. Genetik algoritma planlamanın optimize edilmesi için; simülasyon ise tamamlanma süresinin asgariye indirilmesi için kullanılmıştır. Simülasyon modeli ayrıca dinamik üretim planlama karakteristiğiyle uyum sağlamaktadır [47]. Kısıt sağlama problemi

(Constraints Satisfaction Problem (CSP)) kullanılarak blok montaj süreci planlaması üzerinde durulan bu makalede ise Kim ve diğ. birbiriyle çatışan birçok kısıtlara cevap veren bir planlama geliştirebilmek için bir algoritma sunmuşlardır [48]. Park ve diğ. tarafından yazılan makalede Hyundai Paint Shop Operating System (HYPOS) adı verilen blok boya atölyesinde mekânsal planlama projesi anlatılmıştır. Bu proje ile blok teslim tarihleri, iş alanı kullanım oranı, takımların iş yüklerinin dengesi hususlarında iyileştirmeler amaçlanmıştır. Projede geliştirilen sistem Mayıs 2000'den bu yana Hyundai Heavy Industries tersanesinde başarı ile uygulanmaktadır [49]. Gemi inşaatında boya prosesi için mekânsal planlama probleminin ele alındığı bir diğer makalede Cho ve diğ. önerdikleri planlama algoritması içinde operasyon stratejisi algoritması, blok planlama algoritması, blok yerleşim algoritması ve blok atama algoritması olmak üzere dört farklı işlemler zincirine yer vermişlerdir [50]. Cho ve diğ. blok montajı planlaması için proses planlama, darboğaz blok seçme ve proses yeniden planlama modüllerinden müteşekkil bir entegre sistem tanımlamıştır. Başlangıç proses planlarını oluştururken optimum montaj birimlerinin ve montaj sıralarının belirlenmesinde vaka tabanlı muhakeme teknolojisi uygulanmıştır. Darboğaz blokun seçimi için entropi tabanlı bölümleme (entropy-based partitioning) kullanan bir sezgisel yöntem geliştirilmiştir. Blokların alternatif montaj atölyelerine yeniden tahsisi için de bir planlama revizyon sezgiseli geliştirilmiştir [51]. Yinelemeli bir şekilde tatmin edici planlamanın elde edilmesini sağlayan bir mekânsal blok planlama algoritmasının geliştirildiği bu çalışmada Park ve diğ. her bir bloğun mekânsal olarak dağılımı ve planlamasını eş zamanlı olarak ele almış, bloklara mekân tahsisi için sezgisel arama prosedürü tasarlamışlardır [52]. Lee ve diğ. tarafından yapılan çalışmada gemi inşaatı için bir mekânsal planlama uzman sistemi geliştirmek amacıyla ilk olarak çok köşeli nesnelerin dikdörtgen plakalar içinde mekânsal yerleşimi metodolojisi şekillendirilmiştir. Akabinde bu metodolojiye zaman boyutu da eklenerek genişletilmiş ve mekânsal planlama yöntemi ortaya çıkarılmıştır. Bu yöntem Daewoo Shipbuilding tersanesinde planlama için DAS-CURVE isimli bir sisteme uygulanmıştır [53]. Cho ve diğ. gemi inşaatında blok montajı için bir otomatik proses planlama sistemi ortaya atmışlardır. Bu sistemde blok montaj prosesinin planlanması için vaka tabanlı muhakeme; kesme, eğme ve kaynak operasyonlarının planlanması için ise kural tabanlı muhakeme (rule-based reasoning) kullanılmıştır [54].

Mevzuyla alakalı doktora tezlerinden bahsedilecek olursa Nduka tarafından hazırlanan tezde Bayes ağları (Bayesian Networks (BN)) temelinde iki metot geliştirilmiştir. Bu metotlar devam eden bir projenin programa ait bir risk faktörü tarafından etkilenmesi halinde proje tamamlanma zamanlarındaki belirsizlikleri değerlendirme ve izlemeyi sağlamaktadır. Ortaya çıkan yöntemin 18 aktiviteden müteşekkil bir gemi inşaatı projesinde vaka çalışması da yapılmıştır [55]. Pinha çalışmasında kaynak kısıtlı proje planlama üzerinde durmuştur. Ayrıca saatlik, günlük veya haftalık temelde kısa dönemli planlamaya odaklanmıştır. Bu çalışmadaki kısa dönemli planlama, sistemin dinamik olduğunu varsayar böylece kaynaklar, öncelikler ve diğer kısıtlar zamanla değişmektedir. Problem için melez bir yaklaşım öne sürülmüştür. Bu yaklaşımın temelinde kesikli olay simülasyonu ve proje idarecilerinden sağlanan tecrübî kurallar kümesi vardır. Önerilen yaklaşım en elverişli tek bir netice aramak yerine plan ve maliyet üzerine etkileriyle birlikte uygulanabilir çözümleri sıralamaktadır. Bu araştırmada ayrıca çok modlu görevler, birden çok kabiliyetli kaynaklar, çok modlu görevlerin ve birden çok kabiliyetli kaynakların kombinasyonları, çoklu görevlerin paralel olarak planlanması, dinamik kuyruklar için öncelik kuralları gibi gerçek hayatta proje

planlamada karşılaşılan hususlar tartışılmıştır. Planlamada kısıtlar hesaba katılarak mevcut yöntemlere göre daha az varsayıma yer verilmiştir. STREAM olarak adlandırılan kesikli olay simülasyonu Windows platformda Visual Basic.Net'te icra edilmiştir. STREAM'de geleneksel kuyruk konsepti yerine kaynak elverişliliği, kabiliyet düzeyi ve mevcut önceliği temel alan bir konsept kullanmaktadır [56]. Srinivasan tarafından yazılan tezde planlama probleminin bileşenleri olan mekân ve zaman arasındaki ilişki üzerinde durulmuştur. Eş zamanlı olarak planlanabilecek iş gruplarını belirlemek için karma tam sayılı programlama modeli geliştirilmiştir. Önce sadece mekânsal kısıtlamalar göz önüne alınmış ve alanı en etkin kullanacak iş gruplarını belirlemek amacıyla kutu paketleme stratejilerinden (bin-packing strategies) faydalanılmıştır. Daha sonra liste planlama algoritması oluşturtulmuştur [57]. Nguyen tezinde kapsamlı projelerin idaresi için karmaşıklığı azaltmak ve kolaylıkla tahlil edilmesini gerçekleştirmek için özlü bir çerçeve sunan max-plus lineer (MPL) sistem konsepti ile bir planlama metodu sunmuştur. Ayrıca faaliyet sürelerindeki belirsizliklerle başa çıkabilmek için kritik zincir proje yönetimi (CCPM) uygulanmıştır. Zaman tamponlarının devamlı olarak izlenmesi CCPM'in başarısının önemli unsurlarından olduğundan harcanan tamponların ve geçen zamanın sıklıkla takip edilmesi için de bir prosedür teklif edilmiştir [58]. Wei tarafından yapılan çalışmada donatım faaliyetleri arasındaki ilişkileri tanımlayan, gerçekçi montaj süreleri tahmin eden ve animasyon yoluyla bunu görüntüleyen gerçekçi ve güvenilir bir donatım planlaması verebilmek için otomatik sıra geliştirme metodu üzerinde durulmuştur. Öncelikle donatım faaliyetleri için bir entegre planlama sistemi öne sürülmüştür. Sonrasında montaj sırasının belirlenmesi için önemli olan donatım bileşenlerinin geometrik nitelikleri tahlil edilmiştir [59]. Diğer biz tezde Burnett tarafından kaynak kısıtlı proje planlama problemi üzerinde durulmuştur. Çalışmada efektif özelleşmiş planlama algoritması ve karar vericinin tercihlerini tam olarak yansıtan bir interaktif çok kriterli karar verme algoritması geliştirilmiştir. Ele alınan problem birden fazla projeyi göz önünde bulundurması, kısıtlı stok alanı, tekrarlı faaliyetler ve birden fazla amacı gerçekleştirmeye çalışması yönüyle alışılagelmiş kaynak kısıtlı planlama problemlerinden ayrılmaktadır. Çalışmada iş önceliklerini ve planlamada kullanılan parametre değerlerini üretmek için genetik algoritmadan faydalanılmıştır [60]. Finke tezinde proje planlamada alan mevzuunu incelemiştir. Çalışmada alan özel bir kaynak olarak modellenmiştir. Öne sürülen metodun işlerliğini gösterebilmek için bir yazılım da geliştirilmiştir. Tezde geliştirilen metodun proje yürütücülerinin maliyetleri ve gecikmeleri asgariye indirmesine yardım edeceği iddia edilmektedir [61]. Kim tarafından yapılan çalışmada simülasyon temelli planlama maksadıyla faaliyet süreleri girdi modelleme için pratik bir metot geliştirilmiştir. Ayrıca "as-built baseline" isimli yeni bir temel planlama önerilmiştir [7].

4. Sonuç

Gemi inşaatında planlama problemlerinin çözümünde sezgisel ve meta sezgisel metotların yaygın bir şekilde kullanıldığı görülmüştür. Bununla birlikte tersane alanının etkin bir şekilde kullanımını temel alan planlama problemi de yazarlar tarafından oldukça fazla ele alınmıştır. Simülasyon da kimi çalışmalarda bir araç olarak kullanılmıştır. Bazı tersanelerin planlamanın önemine binaen üniversiteler ile beraber projeler geliştirip kendi üretim sistemlerine uygun planlama araçları tasarladıkları ve bunları başarı ile devreye aldıkları görülmüştür. Netice olarak iyi planlanmış bir proje planlamasına önem verilmemiş bir projeye nazaran daha başarılı olur. Planlama için ilk başlarda verilen emek ve çekilen zahmet projenin ilerleyen

safhalarında meyvelerini verecektir. Bu bakımdan ülkemiz tersaneleri de dünyanın en gelişmiş tersanelerinde olduğu gibi bu mevzunun üzerine eğilmeli ve üniversiteler ile beraber çalışarak bu alandaki zaaflarını gidermek suretiyle rekabet güçlerini arttırmalıdırlar.

5. Kaynaklar

[1] Wysocki, R.K., "Effective project management: traditional, agile, extreme", John Wiley & Sons, Canada,ed 5, 2009.

[2] Heagney, J., "Fundamentals of project management", American Management Association, New York,ed 4, 2012.

[3] Vanhoucke, M., "Project management with dynamic scheduling", Springer, Ghent, Belgium, 2012.

[4] Burke, R., "Project Management: Planning and Control Techniques", John Wiley & Sons Ltd, Chichester, England,ed 3, 1999.

[5] Saleh, M.F., "Flexible Scheduling for Construction Projects", American University of Sharjah, 2012.

[6] Nicholas, J.M. and Steyn, H., "Project management for business, engineering, and technology: Principles and practice", Elsevier, Canada,ed 3, 2008.

[7] Kim, J., "An investigation of activity duration input modeling by duration variance ratio for simulation-based construction scheduling", The State University o f New Jersey, PhD, 2007.

[8] Rose, C. and Coenen, J., "Automatic generation of a section erection planning for European shipyards building complex ships", Journal of Manufacturing Technology Management, 27 (4) 483-501, 2016.

[9] Rose, C. and Coenen, J., "Automatic generation of a section building planning for constructing complex ships in European shipyards", International Journal of Production Research, 1-12, 2016.

[10] Iwankowicz, R.R., "An efficient evolutionary method of assembly sequence planning for shipbuilding industry", Assembly Automation, 36 (1) 60-71, 2016.

[11] Ge, Y., Wang, A., and Cheng, J. "A spatial scheduling strategy for irregular workplace in shipbuilding", *Mechatronics and Automation (ICMA), 2016 IEEE International Conference on*, 2016.

[12] Wang, C., Mao, P., Mao, Y., and Shin, J.G., "Research on scheduling and optimization under uncertain conditions in panel block production line in shipbuilding", International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 8 (4) 398-408, 2016.

[13] Afzalirad, M. and Rezaeian, J., "Resource-constrained unrelated parallel machine scheduling problem with sequence dependent setup times, precedence constraints and machine eligibility restrictions", Computers & Industrial Engineering, 98 40-52, 2016.

[14] Lee, P., Lee, J.-H., Nam, J.-H., and Choi, Y.-R. "A Study of Data Qualification for Shipyard Manufacturing Scheduling Simulation", *The Twenty-fifth International Offshore and Polar Engineering Conference*, 2015.

[15] Nam, S.H., Back, M.G., Lee, S.M., Hwang, I.H., and Shin, J.G. "Development of Production Plan Assessment System for Productivity Improvement Using AHP

Method", *The Twenty-fifth International Offshore and Polar Engineering Conference*, 2015.

[16] Nam, J.-H., Lee, J.H., and Woo, J.H., "Construction of standardised data structure for simulation of mid-term scheduling of shipbuilding process", International Journal of Computer Integrated Manufacturing, 1-14, 2015.

[17] Rose, C., Coenen, J., and Hopman, H., "Definition of Ship Outfitting Scheduling as a Resource Availability Cost Problem and Development of a Heuristic Solution Technique", Journal of Ship Production and Design, 2016.

[18] Rose, C.D. and Coenen, J.M., "Comparing four metaheuristics for solving a constraint satisfaction problem for ship outfitting scheduling", International Journal of Production Research, 53 (19) 5782-5796, 2015.

[19] Kwon, B. and Lee, G.M., "Spatial scheduling for large assembly blocks in shipbuilding", Computers & Industrial Engineering, 89 203-212, 2015.

[20] Hu, S., Liu, T., Wang, S., Kao, Y., and Sun, X., "A Hybrid Heuristic Algorithm for Ship Block Construction Space Scheduling Problem", Discrete Dynamics in Nature and Society, 2015.

[21] Hur, M., Lee, S.-k., Kim, B., Cho, S., Lee, D., and Lee, D., "A study on the man-hour prediction system for shipbuilding", Journal of Intelligent Manufacturing, 26 (6) 1267-1279, 2015.

[22] Dai, L., Hu, H., and Chen, F., "A GA-based heuristic approach for offshore structure construction spatial scheduling under uncertainty", Ships and Offshore Structures, 10 (6) 660-668, 2015.

[23] Shin, J.-Y. and Bak, N.-H., "Transporter Scheduling with Transporter Combination in Shipbuilding", Journal of Navigation and Port Research, 38 (3) 299-305, 2014.

[24] Mitsuyuki, T., Hiekata, K., and Yamato, H., "Design of production strategy considering the cutting peak demand of electricity in the shipbuilding industry", Journal of Marine Science and Technology, 19 (4) 425-437, 2014.

[25] Dixit, V., Srivastava, R.K., and Chaudhuri, A., "Procurement scheduling for complex projects with fuzzy activity durations and lead times", Computers & Industrial Engineering, 76 401-414, 2014.

[26] Tao, N.-R., Jiang, Z.-H., and Zhen, L., "Spatial Scheduling And Workforce Assignment Problem In Block Assembly Shop Of Shipbuilding", Asia-Pacific Journal of Operational Research, 31 (01) 1450006, 2014.

[27] Bao, J., Wang, Q., and Xu, A., "A Steerable GA Method for Block Erection of Shipbuilding in Virtual Environment", in Cooperative Design, Visualization and Engineering, Springer, 286-293, 2014.

[28] Caprace, J.-D., Petcu, C., Velarde, M., and Rigo, P., "Optimization of shipyard space allocation and scheduling using a heuristic algorithm", Journal of marine science and technology, 18 (3) 404-417, 2013.

[29] Tokola, H., Niemi, E., and Remes, H., "Block Erection Sequencing in Shipbuilding With General Lifting and Joining Times", Journal of Ship Production and Design, 29 (2) 49-56, 2013.

[30] Lee, D., Park, J., Pulshashi, I.R., and Bae, H., "Clustering and Operation Analysis for Assembly Blocks Using Process Mining in Shipbuilding Industry", in Asia Pacific Business Process Management, Springer, 67-80, 2013.

[31] Zhang, Z. and Chen, J., "Solving the spatial scheduling problem: a two-stage approach", International Journal of Production Research, 50 (10) 2732-2743, 2012.

[32] Zhuo, L., Chua Kim Huat, D., and Wee, K.H., "Scheduling dynamic block assembly in shipbuilding through hybrid simulation and spatial optimisation", International Journal of Production Research, 50 (20) 5986-6004, 2012.

[33] Zhang, A.N., Ma, B., Loke, D., Kumar, S., and Chan, Y. "Multi-project planning and optimisation for shipyard operations", *Industrial Engineering and Engineering Management (IEEM), 2012 IEEE International Conference on*, 2012.

[34] Zheng, J., Jiang, Z., and Chen, Q., "Block spatial scheduling modelling and application in shipbuilding", International Journal of Production Research, 50 (10) 2744-2756, 2012.

[35] Liu, Z., Chua, D.K.H., and Yeoh, K.-W., "Aggregate production planning for shipbuilding with variation-inventory trade-offs", International Journal of Production Research, 49 (20) 6249-6272, 2011.

[36] Zheng, J., Jiang, Z., Chen, Q., and Liu, Q., "Spatial scheduling algorithm minimising makespan at block assembly shop in shipbuilding", International Journal of Production Research, 49 (8) 2351-2371, 2011.

[37] Liu, Z., Chua, D.K., and Keng, H., "A simulation model for spatial scheduling of dynamic block assembly in shipbuilding", Journal of Engineering, Project, and Production Management, 1 (1) 3, 2011.

[38] Chung, K.-H., Choi, W.-J., Hong, S.-I., Ha, S.-J., Kim, J.-O., and Kim, D.-S. "Reducing the level of the waiting blocks in the shipbuilding industry by using the theory of constraints", *Proceedings, POMS 20th Annual Conference, May*, 2009.

[39] Kim, I.-I., Han, S.-H., and Kwon, M.-C., "Decision Supporting Methodology and System Based on Theory of Constraints for Optimal Product Portfolio Strategy in Shipbuilding Industry", Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 46 (3) 362-371, 2009.

[40] Shin, J.G., Kwon, O.H., and Ryu, C., "Heuristic and metaheuristic spatial planning of assembly blocks with process schedules in an assembly shop using differential evolution", Production Planning and Control, 19 (6) 605-615, 2008.

[41] Gholami, M. and Zandieh, M., "Integrating simulation and genetic algorithm to schedule a dynamic flexible job shop", Journal of Intelligent Manufacturing, 20 (4) 481-498, 2009.

[42] Ryu, C., Shin, J., Kwon, O., and Lee, J., "Development of integrated and interactive spatial planning system of assembly blocks in shipbuilding", International Journal of Computer Integrated Manufacturing, 21 (8) 911-922, 2008.

[43] Kim, Y.-S. and Lee, D.-H., "A Study on the Construction of Detail Integrated Scheduling System of Ship Building Process", Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 44 (1) 48-54, 2007.

[44] Finke, D.A., Ligetti, C.B., Traband, M.T., and Roy, A., "Shipyard space allocation and scheduling", Journal of Ship Production, 23 (4) 197-201, 2007.

[45] Jingsong, B., Xiaofeng, H., and Ye, J., "A heuristic method to schedule pipe-processing flowshop in a shipyard", Journal of Ship Production, 23 (4) 210-214, 2007.

[46] Seo, Y., Sheen, D., and Kim, T., "Block assembly planning in shipbuilding using case-based reasoning", Expert Systems with Applications, 32 (1) 245-253, 2007.

[47] Jeong, S.J., Lim, S.J., and Kim, K.S., "Hybrid approach to production scheduling using genetic algorithm and simulation", The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 28 (1-2) 129-136, 2006.

[48] Kim, H., Kang, J., and Park, S., "Scheduling of shipyard block assembly process using constraint satisfaction problem", Asia Pacific Management Review, 7 (1), 2002.

[49] Park, C., Chung, K.-H., Park, J.-C., Cho, K.-K., Baek, T.-H., and Son, E.-I., "A spatial scheduling application at the block paint shop in shipbuilding: the HYPOS project", Production Planning & Control, 13 (4) 342-354, 2002.

[50] Cho, K., Chung, K., Park, C., Park, J., and Kim, H., "A spatial scheduling system for block painting process in shipbuilding", CIRP Annals-Manufacturing Technology, 50 (1) 339-342, 2001.

[51] Cho, K., Oh, J., Ryu, K., and Choi, H., "An integrated process planning and scheduling system for block assembly in shipbuilding", CIRP Annals-Manufacturing Technology, 47 (1) 419-422, 1998.

[52] Park, K., Lee, K., Park, S., and Kim, S., "Modeling and solving the spatial block scheduling problem in a shipbuilding company", Computers & industrial engineering, 30 (3) 357-364, 1996.

[53] Lee, K.J., Lee, J.K., and Choi, S.Y., "A spatial scheduling system and its application to shipbuilding: DAS-CURVE", Expert Systems with Applications, 10 (3) 311-324, 1996.

[54] Cho, K.-K., Lee, S.-H., and Chung, D.-S., "An automatic process-planning system for block assembly in shipbuilding", CIRP Annals-Manufacturing Technology, 45 (1) 41-44, 1996.

[55] Nduka, I.C., "Modeling project schedule uncertainty due to a programmatic risk factor using bayesian networks", George Washington University, PhD, 2015.

[56] Pinha, D.d.C., "Short-Term Resource Allocation and Management", WEST VIRGINIA UNIVERSITY, 2015.

[57] Srinivasan, S., "Spatial Scheduling Algorithms for Production Planning Problems", Virginia Commonwealth University, PhD, 2014.

[58] Nguyen, T.N.T., "A Framework for lnter-Project Critical Chain management Based on Max-Plus Linear Representation", Nagaoka University of Technology, PhD, 2013.

[59] Wei, Y., "Automatic Generation of Assembly Sequence for the Planning of Outfitting Processes in Shipbuilding", Delft University of Technology, PhD, 2012.

[60] Burnett, G.A., "Multiple objective assembly scheduling with spatial resources and recurring tasks", THE PENNSYLVANIA STATE UNIVERSITY, PhD, 2011.

[61] Finke, D.A., "Resource and Space Constrained Project Scheduling", The Pennsylvania State University, PhD, 2010.

GEMİ ÜRETİMİNDE KRİTİK ZİNCİR PROJE YÖNETİMİ

Mustafa KAFALI[1]

ÖZET

Kritik zincir metodu (Critical chain method: CCM) kısıtlar teorisine dayanan bir planlama ve üretim yönetimi usulüdür. Faaliyet sürelerindeki belirsizliklerle başa çıkabilmek için geliştirilen kritik zincir proje yönetimi metodu darboğazların tespit edilmesi ve yok edilmesi yoluyla tüm sistemin çıktısını iyileştirmeye odaklanır. Bu yöntemde geleneksel kritik yol metodu (critical path method: CPM) yönteminde karşılaşılan bolluklar kaldırılarak tampon diye tabir edilen bir terim ortaya atılmıştır. Proje ilerlerken tamponlar sürekli izlenir ve özellikle kritik zincir faaliyetleri için belirlenmiş olan tampon eğer hızlı kullanılırsa bununla alakalı bir uyarı mekanizması işletilir. Bu çalışmada kritik zincir metodu üzerinde durulacak ve gemi üretim planlamasında kullanımı masaya yatırılacaktır. Çalışmanın gemi üretimi planlaması mevzusuyla alakadar olan araştırmacılara ve sektör uzmanlarına faydalı olması umulmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Gemi üretiminde planlama, kritik zincir metodu, proje yönetimi

1.Giriş

Gemi inşa sanayii endüstrinin ağır iş kollarından birisidir. Ayrıca gemilerin üretiminde pek çok faaliyet bir arada gerçekleştirilmektedir. Planlama ve proje yönetiminin önemi bu noktadan hareketle ortaya çıkmaktadır. Esasen planlama sadece gemi üretimi için değil sanayinin tüm kolları için oldukça ehemmiyetlidir. Zira üretmekten maksat para kazanmaktır. Planlama yapılmadan üretimi kontrol etmek çok zor olacak, daha fazla kâr elde etmek mümkün iken daha az para kazanılacak belki de zarar edilecektir.

Memleketimizde gemi inşa sanayii planlamada birçok problem yaşamaktadır. Bunların bir kısmından bahsedilecek olursa; tersanelerde metot bilgisi eksik, planlama vasıtaları pek kullanılmıyor lakin bu mevzuda yeni yeni gelişmeler oluyor. Öte yandan gemi inşaatının karmaşık bir üretim kolu olması, değişiklik taleplerinin çok fazla olması ve öngörülebilirliğin zorluğu planlamayı ve kontrolünü güçleştiriyor, hâlbuki değişime hızlı ve etkin bir biçimde uyum sağlanması gerekir. Üretimdeki darboğazın belirlenmesi hayati bir önemi haizdir. Proje planının canlı tutulması ihtiyacı onun şartlara göre güncellenmesini gerektiriyor. Dolayısıyla planlanan durum ile gerçekleşen durum mukayesesi devamlı olarak yapılmalıdır. Aksi halde üretim körü körüne ilerleyecektir. İş tanımları yapılmalı detaylandırmanın ne ölçüde yapılması gerektiği tespit edilmelidir çünkü harcanan zaman ne kadar detaya inilmesine değer sorusunun cevabı çok önemlidir. Ayrıca çok fazla detay, planlama ve izlemeyi de bazen zorlaştırmaktadır. Tüm bunların yanı sıra proje planını hazırlayan uzman kendisini güvene almak için faaliyet sürelerini fazla alır. Yine bu plana göre bütçe belirlenirken de güvende

1 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 63 80, e-posta: kafalim@itu.edu.tr

olmak amacıyla bütçe bir miktar bol tayin edilir. Bolluklar bu şekilde silsile halinde artar. Bu bakımdan az önce bahsi geçen fazlalıkların nasıl alınması gerektiği, üzerinde çalışılması gereken bir hususdur. Sistem kapasitesinin sistem kısıtlarının kapasitesi tarafından sınırlandırılması sebebiyle sistem kısıtlarının tespit edilmesi çok önemlidir [6, 7]

CCM'nin gemi inşaatı projelerinin yönetiminde kullanılmasına ilişkin çalışmalar sayılıdır. Bunlardan birkaçından bahsedilecek olursa, Zhang ve diğ. proje yöneticilerine tersane operasyonlarında yardımcı olması için kritik zincir temeline dayanan bir teknolojiden bahsetmişlerdir. Bu teknolojinin özellikle proje portföylerinin planlanmasında faydalı olması beklenmektedir [8]. ABD donanması CCM'yi yönetim faaliyetlerinde kullanmaya başlamışlar ve önceki duruma göre projelerin tamamlanma sürelerinde ve planlama performansında çok ciddi iyileşmeler kaydetmişlerdir [9]. Su ve diğ. önce geleneksel gemi inşa planlamasını tahlil etmişler daha sonra CCM ile gemi inşa planı hazırlanması ve kontrolü için uygulama yapmışlardır [10]. Ribera ve Grasas bir FPSO üretiminde tersane bünyesinde proje yönetimi için ilk kez CCM ve kısıtlar teorisi (theory of constraint: TOC) kullanımına karar verilmesi üzerine bir vaka çalışması yapmışlarıdır [11]. Bevilacqua ve diğ. yat inşasında TOC ve CCM uygulamasına ilişkin vaka çalışması yapmışlardır [12].

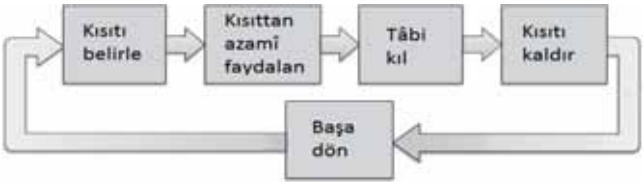
CCM sağladığı avantajlar açısından gemi inşa projelerinin idare edilmesinde ele alınması gereken değerli bir yönetim usulüdür. Bu çalışmanın ilerleyen kısımlarında önce kısıtlar teorisinden bahsedilmiştir. Daha sonra kritik zincir metodu anlatılmıştır ve akabinde hayali bir proje üzerinde kritik zincir metoduna göre proje planının nasıl yapılacağı gösterilmiştir.

2. Kısıtlar Teorisi

CCM olarak da bilinen kritik zincir proje yönetiminin (critical chain project management: CCPM) temeli olan TOC Eliyahu Goldratt tarafından yazılan Amaç (The Goal) [13] isimli kitapla ortaya çıkmıştır. Her sistemin limitlerini belirleyen bir kısıtı vardır (Şekil 1). Sistemi geliştirmek için harcanan emek bu kısıta yoğunlaşmalıdır. Ancak çoğu zaman bu kısıtın farkına varılmaz ve bu yüzden çabalar doğru yere harcanmaz [5].

Şekil 1. TOC'de sistem çıktısı bir kısıt tarafından sınırlandırılır [4].

TOC üretim ortamındaki darboğazlar ve kısıtlara odaklanır. Dar boğazlar saptandıktan sonra tüm işleyiş baştan sona darboğaza göre planlanır. Belirli bir kapasitede olabilecek en etkin seviyeye ulaşıldığı zaman, ekstra kapasite yatırımı yapılmak suretiyle darboğazdaki kısıt

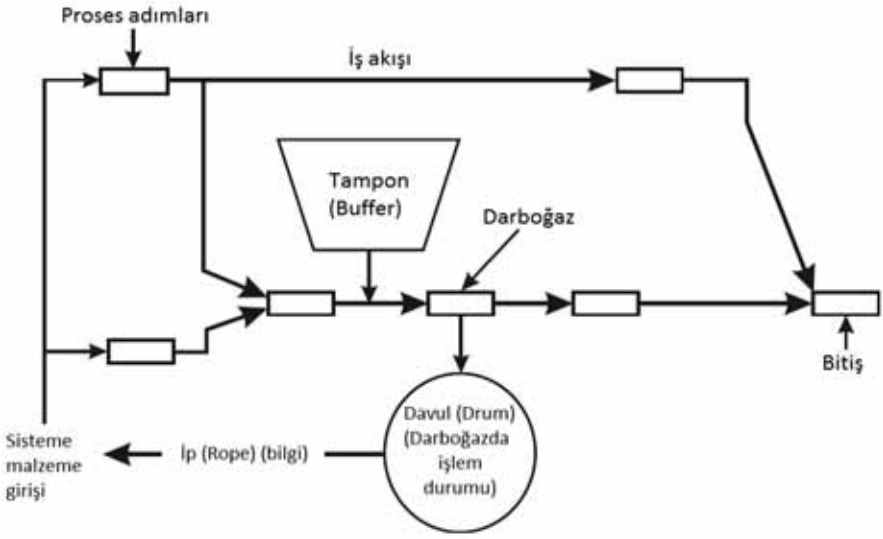


Şekil 2. TOC'de beş adımlı sürekli gelişim [5].

ortadan kaldırılabilir ve akabinde bu adımlar tekrar edilerek ortaya çıkabilecek yeni kısıtlar tespit edilirler [3]. Bu şekilde projenin hızını artırabilecek ve bir sürekli gelişim vetiresi sağlayan beş aşamalı bir yol izlenir (Şekil 2). Bu yoldaki her bir aşama aşağıda kısaca açıklanmıştır [5]:

- Kısıtı belirlemek: Öncellikle kısıtın ne olduğunun belirlenmesi icap eder. İmalat sahasında üretimi sınırlandıran makine ve proses araştırılır.
- Kısıttan azami faydalanmak: Hali hazırdaki kaynaklar kullanılarak performansın mümkün olabilecek en üst seviyeye çıkarılması.
- Tâbi kılmak: Diğer tüm kaynakların belirlenmiş olan kısıtı destekleyecek şekilde kısıta tabi olması yani kısıtlı kaynaktan azami faydalanmayı sağlamak gayesiyle tüm diğer işlerin kısıta göre ayarlanması.
- Kısıtın kaldırılması: Bu aşamada önceki üç aşama neticesinde eğer hala sistemin performansı kabul edilebilir düzeye ulaşmamışsa kısıtın kapasitesi arttırılması icap eder. Bu amaçla en çok başvurulan yöntem kaynak eklemesi yapmak olmakla beraber orada çalışan ekiplere daha iyi araçlar vermek, eğitim vasıtasıyla teknik kapasiteyi yükseltmek ve yapılan zaman programına göre ileride seyreden projelerden kaynak ödünç almak gibi seçeneklerde değerlendirilebilir.
- Başa dönülmesi: Tüm proses tekrar edilmek suretiyle gelişebilecek yeni kısıtlar üzerine çalışılır. Asla değişime karşı isteksizlik göstererek atalet oluşmasına izin verilmemelidir.

Bir imalat tesisinde TOC kullanılıyorsa üretimi kontrol etmek için sistemin dinamiklerine odaklanan DBR (Drum-Buffer-Rope) metodundan faydalanılır. Şekil 3'te DBR metodu görülmektedir.



Şekil 3. DBR metodu [4].

Burada yer alan ifadeler aşağıda kısaca açıklanmıştır [4]:

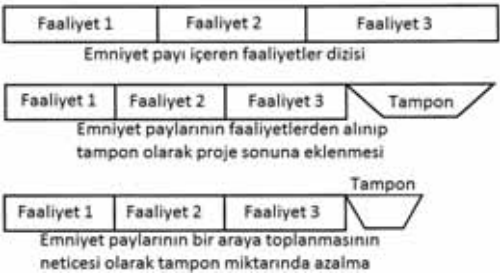
- Davul (Drum): Kısıtın (darboğazın) işlem kabiliyetidir. Kısıt belli bir zamanda işlenen hammadde miktarını (throughput) tahdit ettiğinden kısıtın azami kullanımı için sisteme doğru işin en uygun zamanda girilmesi lazımdır.
- Tampon (Buffer): İstatistiksel dalgalanmaları sönümlemek gayesiyle kasten üretim sistemine eklenen emniyet paylarıdır.
- İp (Rope): Darboğazdaki bilginin sisteme iş girişine iletilmesidir. Bu sayede kısıtın asla boş kalmaması ve stok yığılmasının önlenmesi sağlanır.

3. Kritik Zincir Metodu

CCM, TOC felsefesinin proje planlamaya tatbikidir. CCM faaliyet sürelerinin ihtimalî tabiatını kabul ederken aynı zamanda insan davranışının projenin planlanması ve icrası üzerine olan tesirlerini de hesaba katar [14]. CPM proje ağ diyagramındaki en uzun yoldur ve yalnızca faaliyetlerin bağımlılıkları ile ferdî sürelerini göz önüne alır. CCM'de ise odak noktası kaynaktan bağımsız bir şekilde belirlenen kritik yol değil, faaliyetlerin birbirleriyle olan ilişkileriyle beraber kaynak kısıtını da dikkate alan en uzun süreli yol olan kritik zincirdir.

Faaliyet sürelerinde iki temel değişkenlik kaynağı vardır. Bunlardan ilki genel sebeplerdir. Genel sebepler doğal olarak vardırlar. Mesela 100 metreyi koşan bir atlet düşünelim. Bu durumda normal çevre koşullarında koşuyu bitirme zamanları 9.85, 9.88, 9.92 ve 9.86 olarak ölçülebilir. Diğer değişkenlik kaynağı ise özel sebeplerdir. Gene az önceki örneği düşünecek olursak atletin bu kez normal çevre koşullarında değil de hızla esen bir rüzgâra karşı, yokuş yukarı ve aşırı sıcakta koştuğunu düşünelim. Bu kez koşuyu tamamlama süresi daha uzun olacak ve denemelerin zamanları arasındaki değişkenlik daha fazla olacaktır. İşte bu özel sebeplerin sonucudur. Özel sebepli varyasyonları azaltmak veya ortadan kaldırmak için bazı önlemler alınabilir lakin genel sebepli varyasyonlar için bu söz konusu değildir [15].

Faaliyet süreleri ele alınırken az önce bahsedilen ve belirsizlik kaynağı olan değişkenlikler her bir faaliyetin tamamlanma zamanını garantiye almak amacıyla şişirilmesine neden olur. CCM'de belirsizlikler faaliyet bazında ele alınmaz. Tüm faaliyetlerin hep birlikte birden belirsizliklerinin toplamı her bir faaliyetin tek tek belirsizlikleri toplamından daha azdır (Şekil 4). İstatistikteki merkezi limit teoremine göre belli miktarda birbirinden bağımsız olasılık dağılımları bir araya getirilirse, bu birlikteliğin varyansı teker teker dağılımların varyansları toplamına eşittir. Öyleyse n sayıda birbirinden bağımsız ve her biri V varyansına sahip dağılım bir araya getirilirse bu birlikteliğin varyansı V_{Σ} şöyle hesaplanır [1]:



Şekil 4. Emniyet paylarının bir araya getirilmesiyle proje süresinde düşme [1].

$$V_{\Sigma} = n.V \quad (1)$$

Standart sapma, $\sigma = \sqrt{V}$, belirsizliğin bir ölçüsü olarak alınabilir:

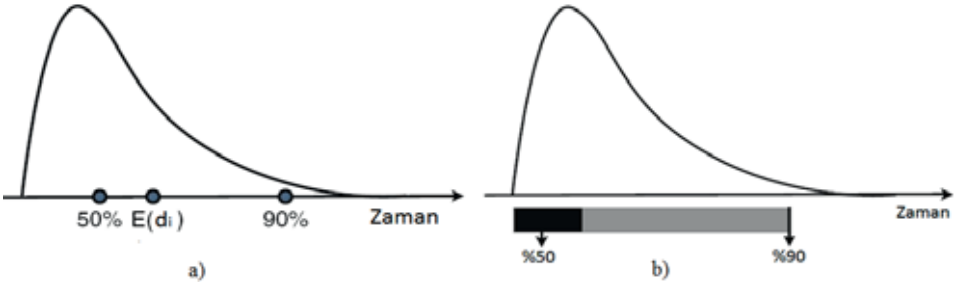
$$\sigma_{\Sigma}{}^{2} = n.\sigma^{2} \Rightarrow \sigma_{\Sigma} = \sqrt{n}.\sigma \quad (2)$$

Burada σ_{Σ} toplamın standart sapmasıdır. Öyleyse,

$$\sigma_{\Sigma} < n.\sigma \quad (3)$$

Çünkü $\sqrt{n}$, n 'den daha küçüktür.

Bir faaliyetin süresini belirlemek için o faaliyeti ifa edecek kişiye ne kadar süreceği sorulduğu zaman asla beklenen $\left(E(d_i)\right)$veya medyan (50% emniyet) değeri söylemez. Bunun yerine kendini güvende hissedebileceği şekilde %90 emniyet değerine yakın bir zaman söyler (Şekil 5).



Şekil 5. a) Tipik bir sağa çarpık olasılık yoğunluk fonksiyonu **b)** %50 ve %90 ihtimalli faaliyet süresi tahmini [3].

Netice olarak projelerdeki her bir faaliyetin süre tahminleri bir miktar emniyet payı içerir. Ayrıca projenin zaman programını hazırlamak bir müzakere sürecidir ve organizasyondaki her kademede bir miktar daha ihtiyat payı eklemesi yapılır [3] (Şekil 6).

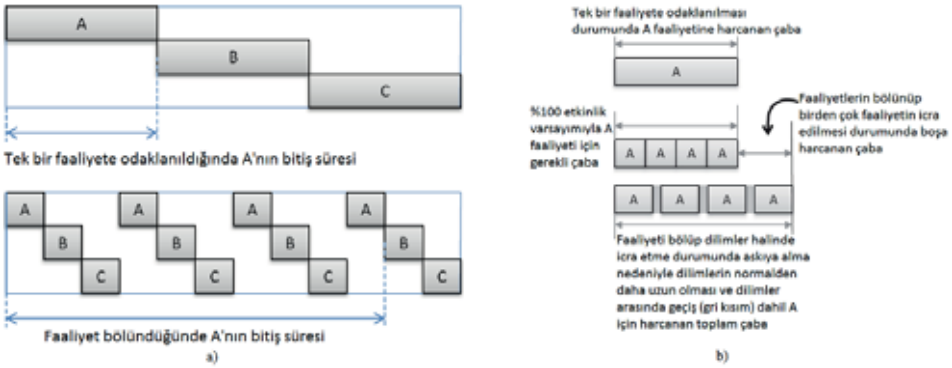
Daha önce CCM'nin insan davranışlarını da hesaba kattığından bahsedilmişti. Etkinliği azaltan birçok davranış biçimi vardır ve CCM'de bunların tesirleri asgariye indirilmeye çalışılır. Projelerin gecikmesine sebep olan amiller CCM'de şöyle ifade edilirler:

Şekil 6. Her kademede zaman emniyet payı ekleme sonucu proje süresinde uzama [2].

- Bir işi bitirmeden diğerine başlamak (multitasking)
- Öğrenci sendromu (student syndrome)
- Parkinson Kanunu (Parkinson's law)
- İstemeden faaliyetin daha hızlı yapılmasını engellemek
- Faaliyetleri projenin geleceği pahasına korumak.

3.1. Bir işi bitirmeden diğerine başlamak

Bu durum insan davranışından çok iş organizasyonu ile alakalıdır. Kısaca çoklu görev diye ifade edebileceğimiz bu durumda mesela öğleden önce farklı öğleden sonra farklı bir proje için çalışma söz konusudur. Çoğu kişi bunun etkinliği arttırdığını düşünse de aksine faaliyetlerin tamamlanma süreleri üzerine olumsuz etki yapar [3]. Şekil 7'de çoklu görev yapmanın olumsuz etkileri açıkça görülmektedir.

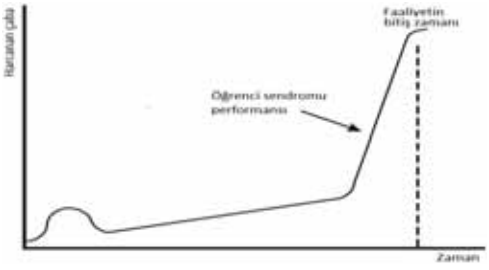


Şekil 7. a) Faaliyetin bölünmesi ile tamamlanma süresinin uzaması. **b)** Faaliyet dilimlerine birbirine bağlama ve faaliyeti askıya alma nedeniye boşa harcanan çaba [5].

Buna göre tüm görevlerin tamamlanma zamanı ötelenmiş olur. Ayrıca her bir görevin dilimlere ayrılarak zaman içine yayılması o görevin toplam süresinin uzamasına neden olur [5].

3.2. Öğrenci sendromu

Öğrenci sendromu insanlardaki erteleme alışkanlığıdır. Bunun sebeplerinden birisi son teslim tarihinin birincil amil olarak düşünülmesidir. Öğrencilere bir ödev verilmesi durumunda öğrenci şuur altında teslim tarihine göre bir zaman programı yapar ve teslim yaklaştığı zaman ödevi bitirmek için aşırı gayret sarf eder. Benzer durum ile proje yönetiminde de



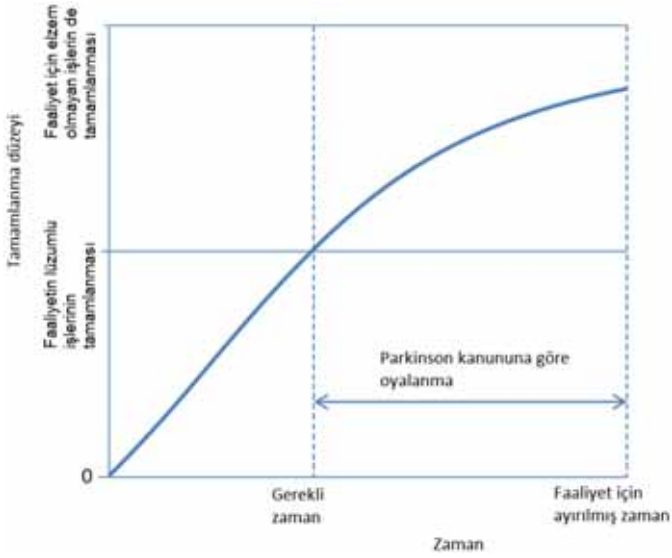
Şekil 8. Öğrenci sendromuna göre faaliyet için sarf edilen çabanın zamanla değişimi [4].

karşılaşılır. Öğrenci sendromu kısaca "faaliyetler gerçekten acil olana kadar beklemek" olarak ifade edilebilir [3, 5] (Şekil 8).

3.3. Parkinson kanunu

"Bir iş kendine tahsis edilen zamanı doldurur" diye bilinen Parkinson kanununa göre bir iş eğer kendisine ayrılan zamanın %70'inde bitmiş olsa dahi bir sonraki işe geçilmez, kalan zamanda o ürüne ek özellikler katılır (Şekil 9). Örneğin bir tasarım projesini göz önüne alalım, ana çizimler bittikten sonra hala zaman var ise elzem olmayan düzenleme işleriyle uğraşma eğilimi vardır. Çünkü erken bitirme genellikle ödüllendirilmez. Ayrıca ilerideki işler için yapılacak zaman tahmini bu erken bitme neticesine göre güncellenecektir. Gene eğer işi erken teslim ederse hemen kendisine yeni bir iş ataması yapılacaktır. Hâlbuki mevcut işte hâlâ zaman olduğu için bir müddet daha oyalanmak işine gelecektir. Gene insanlar faaliyet için yapılmış zaman programının tamamına yayılacak şekilde çalışmalarını ayarlarlar [3] (Şekil 10).

Şekil 9. Teslim tarihine kadar gereksiz yere harcanan zaman [2].



Şekil 10. Parkinson kanunu [5].

3.4. İstemeden faaliyetin daha hızlı yapılmasını engellemek

Her bir kilometre taşına zaman tayin etmek, istemeden de olsa bunların daha erken tamamlanmalarına mani olur. Proje ekibi üzerindeki baskıyı azaltmak için faaliyet sürelerinin kasten gerektiğinden fazla alınması durumunda eğer bu faaliyet daha erken tamamlanmışsa

sanki o faaliyet olduğundan daha az değerliymiş gibi bir görünüm ortaya çıkabilir. Böyle bir intiba ile karşılaşmayı kimse istemez [5].

3.5. Faaliyetleri projenin geleceği pahasına savunmak

Proje kilometre taşları ile bölünür. Bu kilometre taşları birçok takım üyelerine dağıtılır. Buradaki düşünceye göre eğer herkes görevini vaktinde tamamlarsa proje tam zamanında bitecektir. Lakin proje devam ederken kritik yoldaki faaliyetler bazı engellerle karşılaşır ve projenin amacına ulaşabilmesi için bu anlarda elbirliği ile çalışılması gerekir. Bu durumda diğer faaliyetlerde çalışan takım üyelerinin kritik yoldaki faaliyetlere katkı yapması gerekirken kendi faaliyetini sahiplenme duygusu bu anlamda harekete geçmeye mani olur.

3.6. CCM'de projelerin gecikmesine karşı önlemler

Yukarıda bahsedilen beş amile karşı CCM'nin verdiği cevaplar şöyledir [5]:

- Bir işi bitirmeden diğerine başlamak: Çalışanlar bayrak yarışı mantığında olduğu gibi tam zamanlı olarak tek göreve atanmalıdırlar.
- Öğrenci sendromu: Faaliyet sürelerindeki güven payları faaliyetlerden alınıp en sona eklenmelidir.
- Parkinson kanunu: Faaliyet sürelerindeki güven payları çıkartılıp agresif zaman çizelgesi hazırlanmalı ve müşterinin istediği seviyede görev bittikten sonra ekstra özellikler eklemek suretiyle zaman doldurma ve çalışıyormuş görünümü verme ihtimalini ortadan kaldırmalıdır (gold plating).
- İstemeden faaliyetlerin daha hızlı yapılmasını engellemek: Kilometre taşları üzerinden taahhütler vermekten kaçınılmalıdır. Projenin ilerleyişi ölçmek için kalan tampon kullanılmalı ve proje sonunda tampon arttığı zaman ödüllendirme yapılmalıdır.
- Faaliyetleri projenin geleceği pahasına korumak: İlerleyişi ölçmek için kilometre taşları kullanmaktan kaçınılmalı, mihrak kritik zincir olmalıdır.

3.7. CCM'de tamponlar

CCM diğer metotlarda da kullanılan birçok tekniği içermektedir yalnız tampon kullanımı kendine hastır ve onu diğer metotlardan ayırır [5]. CCM zaman programı hazırlanırken üretim hatlarındaki darboğazın (sınırlı kaynağın) sürekli çalışmasını temin etmek için buralara yerleştirilen malzeme stokuna benzer mantıkla çeşitli zaman tamponlarının kullanımını tavsiye eder. Bu tamponlar öyle noktalara yerleştirilirler ki projenin tamamlanma zamanını faaliyet zamanlarında zuhur edebilecek değişkenliklerden koruyan adeta bir şok emici gibi hareket ederler [3]. Bu çalışmada CCM'de kullanılan tamponların üçünden bahsedilecektir. Bunlar:

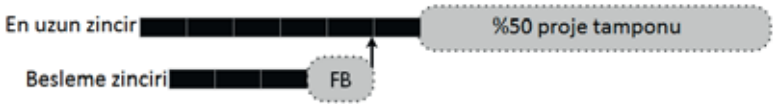
- Proje tamponu (Project buffer-PB)
- Beslenme tamponu (Feeding buffer-FB)
- Kaynak tamponu (Resource buffer-RB)

3.7.1. Proje tamponu

Proje tamponu projenin zaman programını korumak için kritik zincirin sonuna eklenen zamandır ve miktarı orijinal faaliyet süreleri arasındaki farkların kareleri toplamının karekökü alınarak hesaplanabilir.

3.7.2. Besleme tamponu

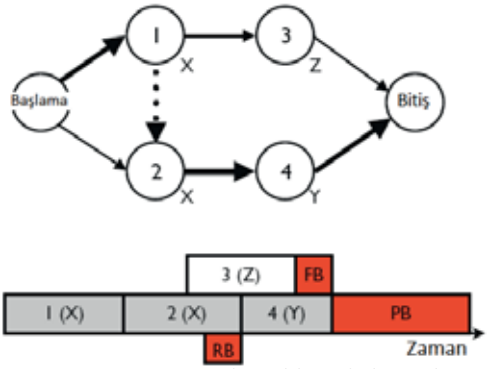
Beslenme tamponu kritik zincir üzerinde olmayıp da kritik zincire bağlanan faaliyetler dizisinin en sonuna yani kritik zincire bağlantı yaptığı yere eklenen zamandır [15] (Şekil 11).



Şekil 11. Besleme tamponu eklenmesi [3].

3.7.3. Kaynak tamponu

Kaynak tamponu bir zaman tamponu olmadığından az önce bahsedilen proje ve beslenme tamponlarından farklıdır [15]. Kaynak tamponu kritik zincir kaynaklarının kendilerine ihtiyaç duyuldukları andaki mevcudiyetlerinden emin olmak için eklenirler. CCM kaynaklardan dolayı kritik zincir faaliyetlerinin geç başlamasını veya normalden daha uzun sürmesini önlemek için bir mekanizmaya ihtiyaç duymaktadır. Kaynak tamponu kritik zincir kaynaklarına kendilerine ne zaman ihtiyaç duyulacağı hakkında bilgi verir. Kaynak tamponu proje ağ diyagramında bir zaman işgal etmez, proje idarecisini ve hali hazırda çalışıyor olup da kritik zincir üzerindeki bir faaliyet için çalışması ihtiyacı yaklaşmış olan kaynakları uyarmayı sağlayan bir vasıtadır. Kaynak tamponu proje idarecisi ile kaynak idarecisi arasında çift taraflı çalışmalıdır. Proje idarecisi kaynak idarecisine şöyle der: "mevcut duruma göre y gün içinde x kaynağına ihtiyacımız olacak". Kaynak idarecisi de onu şöyle cevaplar: "şu anki kaynak kullanımına göre o kaynak uygun olacak/olmayacak". Kritik olmayan zincirlerde kaynak tamponu kullanılmaz [4]. Kaynak tamponu, kritik zincir üzerindeki faaliyetlerden önce gelenin başka bir kaynak kullandığı noktalarda yerleştirilir. Yani eğer kritik zincir üzerindeki faaliyetler aynı kaynağı kullanıyorlarsa kaynak tamponu kullanmaya gerek yoktur. Örneğin Şekil 12'de Y kaynağı kritik zincir üzerinde çalışmaya başlayacağı zamandan bir miktar önce hazır olması için kaynak tamponu ile uyarılmıştır [3].

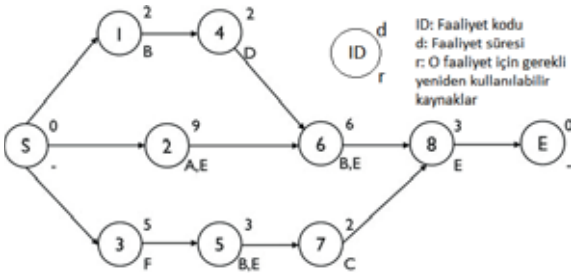


Şekil 12. Tamponları eklenmiş kaynak çatışması olmayan bir zaman programı [3].

Kritik zincir hazırlanan planın amacına bağlıdır. Bu bakımdan kritik zincire uygun proje planını hazırlarken karşılaşılan kaynak çatışmaları planın amacına göre giderileceğinden eğer amaç değişirse kritik zincir de değişir. Buradaki amaç projenin bitiş tarihini tutturmaktır [16].

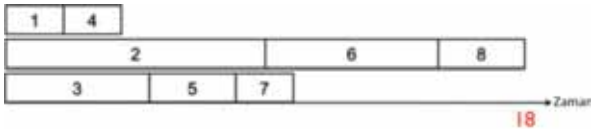
4. Örnek Problem

Bu bölümde CCM'nin daha iyi anlaşılabilmesi gayesiyle hayali bir proje üzerinden CCM ile proje planı hazırlanacaktır [16]. Şekil 13'te normal faaliyet sürelerini haiz bir proje ağ diyagramı görülmektedir. A, B, C, D, F kaynaklarından birer tane E kaynağından iki tane mevcuttur. Buna göre kaynak çatışması olmayacak şekilde zaman programı Şekil 14'teki gibi hazırlanır.



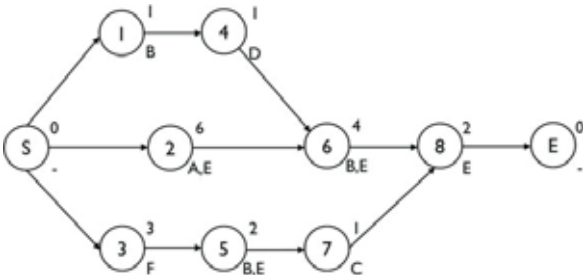
Şekil 13. Normal faaliyet süreleri ile proje ağ diyagramı.

Bu proje planını CCM ile ele alınacak olursa öncelikle faaliyet sürelerine eklenmiş olan emniyet payları alınarak süreleri kısaltılır. Şekil 15'te projenin bu işlemden sonraki ağ diyagramı görülmektedir. Buradaki kısaltılmış faaliyet süreleri önceki sürelerin 2/3'ü olarak alınmış, küsuratlı bir neticeyle karşılaşıldığında aşağıya doğru yuvarlatılmıştır.



Şekil 14. Kaynak çatışmasız, en erken başlama sürelerine göre ayarlanmış zaman programı.

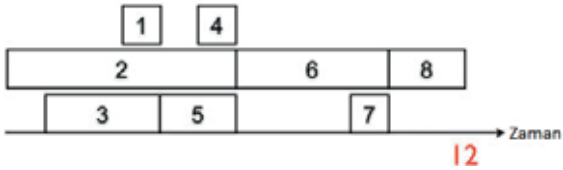
CCM'de zaman programı hazırlanırken faaliyetlerin en geç başlama zamanları esas alınır. Buna göre kaynak çatışması olmayacak şekilde zaman programı Şekil 16'daki gibi hazırlanabilir.



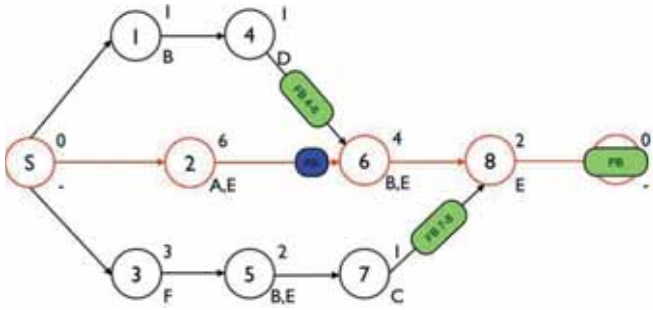
Şekil 15. Kısaltılmış faaliyet süreli proje ağ diyagramı.

Burada faaliyetler mümkün olan en geç zamana kadar kaydırılmış daha sonra proje teslim tarihinden başa doğru kademe kademe kaynak çatışmaları giderilmiştir. Kaynak çatışmalarının giderildiği en uzun yol kritik zincirdir. Kritik yol ile arasındaki ana farklılık kritik zincirde yeniden kullanılabilir nitelikteki kaynakların miktarının kısıtlı olarak alınmasıdır. Buna göre kritik zincir S-2-6-8-F olarak tespit edilir. Tesadüfi olarak burada kritik yol ile kritik zincir birbirleriyle aynıdır.

Projenin önceden belirlenmiş tamamlanma tarihini tutturma ihtimalini yükseltmek için tamponlar kullanılır. Şekil 17'de besleme, kaynak ve proje tamponları eklenmiş proje ağ diyagramları görülmektedir. Kritik zincir üzerindeki herhangi bir gecikmeye karşı son faaliyetten sonra bir proje tamponu eklenmiştir. Kritik zincire bağlanan diğer faaliyet dizileri besleme zinciri olarak isimlendirilir. Şekil 17'deki ağ diyagramı incelendiğinde 1-4 ve 3-5-7 olmak üzere iki adet besleme zinciri vardır. Besleme zincirinde meydana gelebilecek herhangi bir aksaklığa karşı bunların kritik zincire bağlantı yaptıkları 4-6 ve 7-8 bağlantılarına besleme tamponları eklenmiştir. Kaynak tamponları kritik zincir üzerinde bir önceki faaliyet tarafından kullanılmamış olan yeniden kullanılabilir nitelikteki bir kaynağın kullanılacağı noktalara eklenirler. Bu bakımdan ağ diyagramında B kaynağının kullanılacağı anda hazır olmasını teyit etmek için 2-6 arasına bir kaynak tamponu eklenmiştir. Tamponların miktarları üzerinde bulundukları yolların veya zincirlerin uzunluk, toplam varyans, ortalama kaynak kullanımı, faaliyet sayısı gibi niteliklerine göre belirlenir.



Şekil 16. Kaynak çatışmasız proje zaman planı.



Şekil 17. Tamponlar eklenmiş proje ağ diyagramı.

Şekil 17'deki ağ diyagramında A,B,C,D,F kaynaklarından birer tane E kaynağından ise iki tane mevcuttur. Tablo 1'de tüm faaliyetlerle ilgili bilgiler yer almaktadır. Faaliyetlerin standart sapmalarının faaliyet sürelerindeki düşüş miktarının %50'si olduğu varsayılmıştır.

Tablo 1. Faaliyetlere ait bilgiler.

Faaliyet	Düşürülmemiş faaliyet süresi	Düşürülmüş faaliyet süresi	Fark	Standart sapma
1	2	1	1	0.5
2	9	6	3	1.5
3	5	3	2	1.0
4	2	1	1	0.5
5	3	2	1	0.5
6	6	4	2	1.0
7	2	1	1	0.5
8	3	2	1	0.5

PERT metodunda olduğu gibi faaliyetlerin tamamlanma sürelerinin birbirinden bağımsız olduğu varsayımı ile kritik zincirin ve besleme zincirlerinin standart sapmaları bu yollardaki faaliyetlerin varyanslarının toplamının karekökü alınarak hesaplanır:

- Kritik zincir: 2-6-8 : $\sqrt{1.5^2 + 1^2 + 0.5^2} = 1.87$
- Besleme zinciri: 1-4 : $\sqrt{0.5^2 + 0.5^2} = 0.71$
- Besleme zinciri: 3-5-7 : $\sqrt{1^2 + 0.5^2 + 0.5^2} = 1.22$

Tamponların miktarını belirlemek için farklı usuller vardır. Burada bunlardan üç tanesine göre örnek problemin tamponları için hesap yapılacaktır.

Kes yapıştır metodu veya zincirin %50'si metodu (cut and paste method): Bu metotta tampona kadarki faaliyetlerin süreleri toplamının %50'si tampon miktarıdır. Buna göre:

- Proje tamponu : $(6 + 4 + 2).\frac{1}{2} = 6$
- FB_{4-6} : $(1 + 1).\frac{1}{2} = 1$
- FB_{7-8} : $(3 + 2 + 1).\frac{1}{2} = 3$

Kareli hatanın karekökü metodu (root squared error method): Bu metotta tampon miktarını bulmak için tamponun bulunduğu yol üzerindeki faaliyetlerin sürelerinin düşürülme miktarlarının kareleri toplamının karekökü alınır.
Buna göre:

- Proje tamponu :$\sqrt{(9-6)^2 + (6-4)^2 + (3-2)^2} = 3.7$
- FB_{4-6} : $\sqrt{(2-1)^2 + (2-1)^2} = 1.4$
- FB_{7-8} : $\sqrt{(5-3)^2 + (3-2)^2 + (2-1)^2} = 2.4$

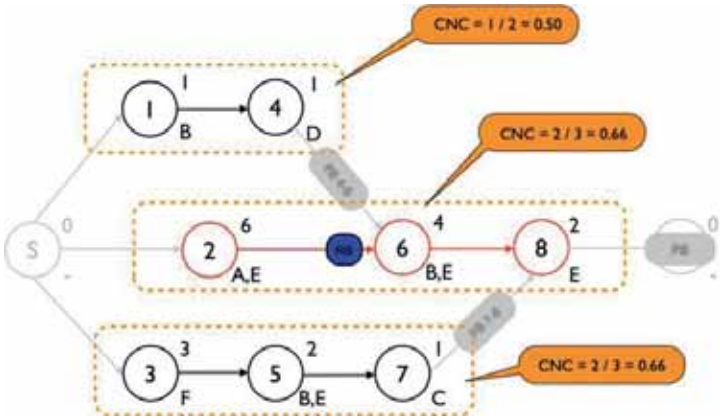
Yoğunluğa göre hesaplama metodu (Adaptive density method): Bu metotta tampona kadarki faaliyetlerin özellikleri tampon miktarını belirlemekte etkili olur. Yani eğer tampona kadar gelen faaliyetler dizisinde gecikme ihtimali yüksekse tamponun miktarı artar. Burada tampon, o yolun standart sapması ile yolun yoğunluğunu ifade eden K katsayısının çarpımı ile hesaplanır.

Tampon miktarı= $K.\sigma_{yol}$ (4)

$K = 1 +$Ağ yoğunluğu (5)

Ağ yoğunluğu =(Öncelik ilişkisi sayısı)/(Ağdaki faaliyet sayısı) (6)

Ağ yoğunluğu, ağ karmaşıklığı katsayısı (coefficient of network complexity: CNC) olarak da bilinir. Bu katsayının hesaplaması Şekil 18'de gösterilmiştir.



Şekil 18. CNC değerlerinin hesaplanması.

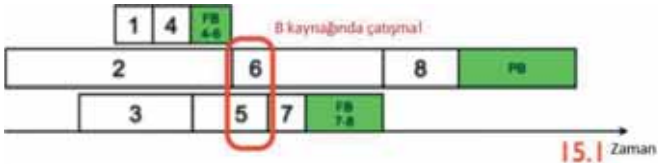
S ve F düğüm noktaları projenin başlangıç ve bitişini gösterdiklerinden hesaba katılmamışlardır. Zincirlerin standart sapmaları daha önceden aşağıdaki gibi hesaplanmıştı:

- $\sigma_{kritik\ zincir}$: $2-6-8$: 1.87
- $\sigma_{besleme\ zinciri}$: $1-4$: 0.71
- $\sigma_{besleme\ zinciri}$: $3-5-7$: 1.22

Buna göre tamponlar şöyle hesaplanırlar:

- Proje tamponu :$1.66 \times 1.87 = 3.10$
- FB_{4-6} :$1.50 \times 0.71 = 1.07$
- FB_{7-8} :$1.66 \times 1.22 = 2.03$

Şekil 19'da yoğunluğa göre hesaplama metodu ile hesaplanan tamponların proje zaman programına yerleştirilmiş hali görülmektedir. Dikkat edilirse 5 ve 6 nolu faaliyetlerde B kaynağı için bir çatışma vardır. Bu gibi kaynak çatışmaları çeşitli şekillerde giderilirler. Örneğin Şekil 20'de zincirde boşluklar bırakma usulüyle bu çatışma ortadan kaldırılmıştır.



Şekil 19. Proje zaman programına tamponların yerleştirilmesi.

Şekil 20. Kaynak çatışmasını çözmek için besleme zincirinde boşluk bırakılması.

5. Sonuçlar

Bu çalışmada öncelikle gemi inşa projelerinin planlanmasında yaşanılan problemlerden bahsedilmiştir. Daha sonra kısıtlar teorisi ve kritik zincir metodu kısaca anlatılmıştır. Hayali bir proje üzerinde, kritik zincir metoduna göre planlamanın nasıl yapılacağı gösterilmiştir. TOC felsefesinin proje planlamaya tatbiki olan CCM, faaliyet sürelerinin ihtimalî tabiatını kabul ederken aynı zamanda insan davranışının projenin planlanması ve icrası üzerine olan tesirlerini de hesaba katar ve dolayısıyla daha gerçekçi ve başarılı proje yönetimi temin eder. ABD donanması CCM uygulayarak proje yönetiminde ciddi iyileşmeler sağlamıştır. CCM gemi inşa projelerinin idare edilmesinde kullanılabilecek değerli bir yönetim usulü olarak görülmektedir.

6. Kaynaklar

[1] Steyn, H., "An investigation into the fundamentals of critical chain project scheduling", International Journal of Project Management, 19 (6) 363-369, 2001.

[2] Sapir, J., "A visual guide to Critical Chain Project Management (CCPM) Part 1",Access 10.10.2016, http://www.slideshare.net/jasapir/a-visual-guide-to-critical-chain-project-management-ccpm-part-1/6

[3] Vanhoucke, M., "Project management with dynamic scheduling", Springer, Ghent, Belgium, 2012.

[4] Leach, L.P., "Critical chain project management", Artech House, Boston, 2000.

[5] Ellis, G., "Project management in product development: leadership skills and management techniques to deliver great products", Elsevier Ltd, Amsterdam, 2016.

[6] Taylan, M., Çelik Tekne Shipyard, İstanbul, 2016.

[7] Köse, T., Ada Shipyard, İstanbul, 2016.

[8] Zhang, A.N., Ma, B., Loke, D., Kumar, S., and Chan, Y. "Multi-project planning and optimisation for shipyard operations", *Industrial Engineering and Engineering Management (IEEM), 2012 IEEE International Conference on*, 2012.

[9] "US Navy success with Critical Chain",Access 10.10.2016, http://www.criticalchain.co.uk/#US%20Navy%20Results

[10] SU, X., YANG, Y.-y., and LI, D.-w., "Research on shipbuilding planning based on critical chain [J]", Modern Manufacturing Engineering, 2 29-31, 2009.

[11] Ribera, J. and Grasas, A., "IZAR", Case Study, IESE Publishing, Barcelona, 2003.

[12] Bevilacqua, M., Ciarapica, F.E., and Mazzuto, G., "Critical chain and theory of constraints applied to yachting shipbuilding: a case study", International Journal of Project Organisation and Management, 6 (4) 379-397, 2014.

[13] Goldratt, E. and Cox, J., "The goal: a process of ongoing improvement", North River Press, 2004.

[14] Nicholas, J.M. and Steyn, H., "Project management for business, engineering, and technology: Principles and practice", Elsevier, Canada,ed 3, 2008.

[15] Wysocki, R.K., "Effective project management: traditional, agile, extreme", John Wiley & Sons, Canada,ed 5, 2009.

[16] Vanhoucke, M., "Integrated Project Management Sourcebook", Springer, Switzerland, 2016.

TANKER VE KONTEYNER TAŞIMACILIĞINA BALONLU TANK ENTEGRASYONU

Hasan Basri BAYRAM

ÖZET

Bu makalede özellikle, Alaska'da çok büyük çevre kirliliğine sebep olan Exxon Valdez adlı tanker kazasından sonra alınan kararlardan dolayı, petrol taşımacılığında, daha güvenli ve emin bir taşımacılık için çözüm olarak ortaya konulan çift cidarlılık fikrinin, optimum çözüm olmadığı ortaya konulup, petrol taşımacılığında çok önemli revizyonlara gerek kalmadan optimum çözümün balonlu tank entegrasyonu ile gerçekleştirilebileceği ve balonlu tank entegrasyonunun avantajlarının ne olduğu ortaya konularak sunum yapılacaktır.

Anahtar kelimeler: tanker taşımacılığı, çevre kirliliği, konteyner

1. Giriş

İnsanoğlunun refah, rahat ve daha kolay bir hayat sürmesi için çalışan teknoloji, birçok problemi ortadan kaldırdığı gibi, kendi gelişimi ile birlikte yeni problemleri de beraberinde getirmiştir. Taşımacılıkta da taşımacılık sistemlerinde de bu durum aynen görülmüştür. Teknolojik olarak gelişmiş ülkelerde petrol ve ürünleri çok önemli bir ihtiyaç olmuş ve deniz aşırı ülkelerden dev tankerlerle ithal edilmiştir. Bu tür taşımacılıkta da önemli teknolojik gelişmeler olmuş ve akabinde bu gelişmeler diğer teknolojik gelişmelerde olduğu gibi, yeni problemleri de beraberinde getirmiştir. Geri dönüşümü olmayan veya çok uzun bir zaman alabilecek problemler (çevre kirliliği gibi) değişik tedbirlerin alınmasına ve birtakım standartların getirilmesine vesile olmuştur. Görünür çözüm olarak sunulan bu tedbirlerden biri de çift cidarlılıktır.

Gemi İnşa ve Deniz Mühendisi, e-posta: hasanbasribayram@hotmail.com

2. Problemin Görünür Çözümü

Dünyada gemi tahrik teknolojisi ve gemi inşa sanayii özellikle 20. yy. da çok büyük ve önemli gelişmeler göstermiştir. Bu gelişim, yeni sorunları da beraberin de getirmiştir. Mesela bir gemi işletmecisi (armatör veya broker) en kısa zamanda en fazla miktarda yükü taşımak ister, bunu sağlamak için de görünür çözüm olarak en büyük ve en hızlı geminin olması gerekir, bu nedenle en büyük gemiyi yapma düşüncesine girişilmiş ve 1974'lü yıllarda 540.000 dwt'a çıkan büyüklükte tankerler imal edilmiştir.

Fakat daha sonra çözüm olarak ortaya konulan bu düşüncenin, gerçek çözüm olmadığı ve akabinde çok önemli sorunları beraberinde getirdiği anlaşılmıştır. Mesela bu büyüklükte bir gemi, istediği limana girip yükleme boşaltma yapamayacaktır ve daha önemlisi bir kaza durumunda bu hacimde bir gemiden çevreye yayılacak petrol, geri dönüşümü olmayan çok ciddi çevre felaketlerine neden olacaktır.

1970'li yıllarda çeşitli yerlerde yapılan konferanslarda bu sorunlar dile getirildi ve çeşitli arayışlar içerisine girildi. Gerçek ve optimum çözümün, görünür çözüm olarak ortaya koyulan düşüncede olmadığı yapılan araştırmalar neticesinde anlaşıldı. Çünkü bu arayışlar araştırmacıların sefer süresine etki eden yükleme – boşaltma sistemlerine el atmasına neden oldu ve yükleme – boşaltma sistemleri geliştirilerek, sefer süresine etki eden geminin limanda bekleme süresi azaltıldı ve geminin yıllık sefer sayısı, dolayısı ile taşıdığı yük arttırılmış oldu. Bu araştırmalar gemi işletmeciliği açısından hayati öneme haiz olan sefer süresini minimuma indirgeyen konteyner, lash, Ro-Ro gibi taşımacılık sistemlerinin ortaya çıkmasına neden oldu.

Deniz ulaştırması ve gemi işletmeciliği uluslararası kurallara göre çalışan bir sektördür. Bu bakımdan dünya siyasetinde söz sahibi olan ülke ve ekonomik kuruluşların, uluslararası denizcilik camiasını dışlayarak aldığı kararlar, birleşmiş milletlerin bir alt kuruluşu olan uluslararası denizcilik örgütünün (IMO) saygınlığı ve güvenilirliğini sarsmakta ve bölgelere göre değişen kurallar ortaya çıkmaktadır. Önce ABD, daha sonraları AB'nin baskılarıyla önerilen çift cidarlı tanker kullanıma zorunluluğu üzerinde tartışmalar hala devam etmektedir. IMO dahil olmak üzere pek çok kurum ve araştırmacı, çift cidarlı tankerlerin yapılacak masrafla orantılı çevre korunması sağlayamayacağı düşüncesindedir. [1]

Aslında yukarıdaki paragraflarda özellikle anlatmak istediğimiz düşünce, ortaya çıkan bir problemin ilk etapta görünür bir çözümü vardır ve doğal olarak da insanlar bu görünür çözüm çerçevesinde hareket ederler (tanker taşımacılığında, çarpışma kuvvetine karşı savunmayı arttırıcı olarak 2. Cidarın yapılması fikri, ilk etapta ki görünür çözümdür.) fakat bu görünür çözüm, problemin optimum çözümü değildir, yukarıdaki örnekte de anlattığımız gibi bilimsel çalışmalar bunu göstermiştir.

3. Dünya Deniz Ticaretindeki Gelişmeler

3.1 Dünya deniz ticareti

Deniz yolu taşımacılığı, çevreyi daha az kirletmesi, enerji tüketiminin daha az olması, hava yoluna göre 14, karayoluna göre 7 kat daha ucuz olması, yüksek kapasitede yük transferinin olması vb. avantajlarını da beraberinde getirdiğinden aynı zamanda deniz ticaretini de yaygınlaştırmaktadır.

Dünya ticaretinin ithal ve ihraç yüklerinin %75'i deniz yoluyla taşınmakta olup, dünyada denizyoluyla gerçekleştirilen uluslararası ticaret hacmi her geçen gün hızla artmaktadır. Son yıllarda deniz taşımacılığı toplam dünya ticaret hacmi içerisinde yükselen bir trend göstermektedir.

1950 yılında 500 milyon ton olan dünya deniz ticaret hacmi bugün 18 kat artarak 9 milyar tona ulaşmıştır. Hacim olarak dünya ticaretinin %75'i denizyoluyla, %16'sı demiryolu ve karayoluyla, %9'u boru hattı ile ve %0,3'ü havayoluyla gerçekleştirilmektedir. [2]

2011 yılında toplam deniz ticaret hacmi 8,8 milyar ton olup bunun yaklaşık %35'ini sıvı dökme yükler oluşturmaktadır 2011 yılında toplam deniz ticaretinin %17'si konteyner taşımacılığı ile gerçekleştirilmiştir.

Uluslararası deniz ticaretine yük bazında bakıldığında, 2012 yılında en fazla 3.033 milyon ton ile petrol ve gaz ticaretinin yapıldığı görülmektedir. Bunu sırasıyla beş ana majör yük (2.547 milyon ton), diğer kuru yükler (2.219 milyon ton) ve konteyner yükü (1.498 milyon ton) izlemektedir.

Dünya ticaretinin toplam parasal değeri 15 trilyon $ olup, bunun 9 trilyon $'ı denizyoluyla gerçekleştirilmektedir. Dolayısıyla, parasal değer bakımından dünya ticaretinin %60'ı denizyolu ile yapılmaktadır.

Son 60 yılda, denizyolu konteyner ticareti 1,5 milyar ton seviyelerine ulaşmıştır. 2010 yılında, küresel denizyolu konteyner ticaretinin parasal değeri 5,6 trilyon $ civarındadır. Bu rakam toplam dünya deniz ticaretinin yaklaşık %60'ına karşılık gelmektedir. [3]

Dünya deniz ticaretinin kalan %40'ına karşılık gelen 3,4 trilyon $'lık kısmını ise ağırlıklı olarak petrol ve petrol ürünleri, demir cevheri, kömür, hububat ve diğer küçük dökme yüklerin ticareti oluşturmaktadır. [4]

15 trilyon dolar olan dünya ticaretinin toplam parasal değerinin 9 trilyon doları deniz yoluyla gerçekleştiriliyor. Yani finansal açıdan bakıldığında dünya ticaretinin yüzde 60'ı denizyolu

ile yapılıyor. 2011 yılında toplam deniz ticareti hacmi 8,8 milyar ton olurken, bunun %35'ini sıvı-dökme yükler oluşturdu.

Tablo 1. Dünya Deniz Ticareti (Milyar Ton) [5]

Yıllar	Demir Madeni	Kok Kömür	Taş Kömür	Tahıl	Boksit Alüminyum Fosfat	Dökme Yük	Konteyner	Diğer Kuru Yük	Toplam Kuru Yük	Ham Petrol	Petrol Üretimi	Toplam Petrol	Gaz Ticareti LPG	Gaz Ticareti LNG	Kimyasal	Genel Toplam	% y-o-y
2004	593	172	471	273	65 31	1,04	911	894	**4,453**	1,84	648	2,49	51	132	175	**7,307**	**6.6%**
2005	662	180	493	274	70 31	1,08	1,002	876	**4,673**	1,87	711	2,58	52	142	182	**7,638**	**4.5%**
2006	713	176	534	292	78 30	1,16	1,091	865	**4,943**	1,89	769	2,66	52	160	193	**8,007**	**4.8%**
2007	777	194	574	306	93 31	1,24	1,216	789	**5,223**	1,91	798	2,70	56	171	203	**8,363**	**4.4%**
2008	841	200	593	319	97 31	1,23	1,271	830	**5,412**	1,90	823	2,72	55	173	209	**8,573**	**2.55**
2009	898	191	616	321	74 20	1,09	1,134	811	**5,161**	1,81	833	2,64	54	183	214	**8,259**	**3.7%**
2010	991	236	694	343	96 23	1,22	1,291	874	**5,770**	1,86	888	2,75	55	221	229	**9,031**	**9.3%**
2011	1,05	224	776	345	113 29	1,30	1,405	881	**6,127**	1,85	915	2,76	59	247	241	**9,440**	**4.5%**
2012	1,11	234	889	374	107 30	1,35	1,454	909	**6,462**	1,90	923	2,82	61	242	250	**9,839**	**4.2%**
2013	1,18	264	915	287	139 28	1,40	1,532	953	**,816**	1,83	959	2,79	64	244	260	**10,17**	**3.4%**
2014	1,3	262	939	419	105 29	1,43	1,62	1,01	**7,15**	**7** 1,8	97	2,7	70	247	270	**10,52**	**3.5%**
2015	1,4	267	960	414	108 29	1,47	1,74	7,08	**7,49**	**8** 1,8	1,0	2,8	75	259	284	**10,95**	**4.1%**
2000-2014	8.1%	3.1%	7.6%	3.4%	4.9% 0.4%	3.4%	7.3%	0.7%	**4.8**	% 0.5	3.9	%	3.2%	6.4%	4.1%	**3.8%**	

3.2 Dünya ticaret filosunun görünümü

Dünya ticaret filosun gelişimini sürdürmüş, 2015 yılı başlangıcında Dünya ticaret filosu 50.422 adet gemi ile 1,66 milyar dwt ulaşmıştır. Gemi tiplerine göre, yıllar bazında en büyük artış oranı %4,6 artışla dökme yük segmentinde gözlenmiştir. Tanker segmentindeki artış % 2 buna karşılık konteyner filosu kapasitesi (box capacity)
%6,3 oranında artmıştır.

Tablo 2. Dünya Filo Gelişimi (Milyon DWT) [6]

Sütun1	Tankerler	Kimyasallar	Dökme Yük	Kombine Taşımacılık	Diğerleri	Toplam
2005	295.0	25.7	318.7	11.6	200.5	851.5
2006	317.7	26.9	340.7	11.6	213.3	910.1
2007	334.7	29.0	363.7	11.2	232.5	971.2
2008	352.3	31.7	387.8	11.2	253.5	1,036.5
2009	369.0	34.0	414.7	10.4	273.1	1,101.3
2010	396.2	35.8	456.2	9.6	294.9	1,192.6
2011	413.1	36.1	533.8	6.8	309.9	1,299.8
2012	439.0	36.5	617.1		326.3	1,418.9
2013	460.5	36.6	982.5		334.1	1,513.7
2014	471.3	36.3	718.7		343.6	1,569.8
2015	**478.4**	**36.5**	**750.3**		**366.7**	**1,631.8**

3.3 Dünya ticaret filosu gemi profilleri

Segmentler bazında incelendiğinde uzun süre dökme yük filo sunun %44,5 dwt tonaj payı ile en büyük paya sahip olduğu, bunu % 34,9 oranla tankerlerin ve 13,7 oranla konteyner Filosunun izlediği görülmektedir

2014 yılında 20 milyon dwt tonajında tanker servise girmiştir. 2011 yılından itibaren tanker Filosunda yıl bazında %2,6 artış gözlenmekte ise de toplam filo içinde tanker segmentinin payı 2015 yılı başında %34,9'dur.

2014 yılında 381 000 TEU filodan ayrılırken konteyner filosu kapasitesine 1,47 milyon TEU ilave olmuştur. 2014 yılında filo TEU bazında 2013 yılında yaşanan %5,5 oranında artıştan sonra %6,3 oranında artmıştır. Genel kargo segmenti 17 000 birimle en büyük segment olmakla beraber toplam ticaret filosundaki payı %6,6'dır.

4. Tanker Taşımacılığı ve Exxon Valdez

Tankerler tek cidarlı (IMO'nun aldığı kararlar neticesinde çift cidarlı olarak üretilmeye başlanmıştır.) çift dipsiz L/h oranı yüksek olduğundan boyuna mukavemet problemi olan bordodan bordoya birbirini perdelerle bölen tankları olan gemilerdir. Herhangi bir kaza anında, çok önemli derecede ve geri dönüşümü olmayan veya çok uzun yıllar alan çevre kirliliklerine, canlı ölümlerine ve ekonomik kayıplara neden olabilmektedirler.

Özellikle 1989 senesinde Alaska'nın güney sahillerinde karaya oturan "Exxon Valdez" adlı tankerin sebep olduğu büyük çaplı çevre kirlenmesi sonucunda ABD tarafından "tanker ulaştırması" ile ilgili bir yasa çıkartıldı (OPA 1990 (Oil Pollution Act)). ABD sularında çalışan, gemi, platform ve diğer tesislerden, petrol kirlenmesi durumunda ortaya çıkacak zararları tazmin edebilecek "Finansal Sorumluluk Sertifikası" istenilmiş, sorumluların ödeyecekleri tazminat tavanları belirlenmiş, kirlenmeleri, ilgili otoritelere rapor etme zorunluluğu getirilmiş ve bu zorunluluğu yerine getirmeyenlerle, kasıtlı olarak denizi kirletenlere verilecek para ve hapis cezaları belirtilmiştir. Yasa ile ayrıca, ABD sularında çalışacak tankerler için 2015 yılından itibaren "çift cidarlı tekne" zorunluluğu getirilmiş ve 2015 yılına kadar da tek cidarlı tankerlerin yaşlarına göre, hizmet dışı kalma süreleri belirlenmiştir. Bu tankerlerin yapılarında çok önemli değişiklik olan çift cidarlılık önlemini almaya yöneltmiştir.

1999 yılında, Malta bandıralı bir tanker (Erika) içindeki 30.800 ton fueloil ile birlikte Fransa açıklarında batmış ve 19.800 ton fueloil denize karışmıştır, 400 km'lik kıyı şeridi petrole bulanmıştır. Yüz binin üzerinde kuşun telef olduğu ekolojik bir felaket yaşanmıştır.

2002 yılında, Bahama bandıralı bir tanker (Prestige) 77.000 ton ağır petrol taşıdığı halde İspanya'nın kuzeyinde Atlantik okyanusunun 3.400 metre derinliğine gömülmüştür, 63.000 ton petrol denize karışmış ve İspanya tarihinin en büyük çevre felaketi yaşanmıştır.

Bu ve bunlar gibi çevre felaketlerine sebebiyet veren bu tür olaylardan dolayı AB ve ABD kendi limanlarına çift cidarlı olmayan ve IMO'nun ortaya koyduğu kriterlere uygun olmayan gemileri limanlarına sokmama kararı almıştır. Bu karar dünyada çok önemli ve çok büyük bir çapta değişime sebep olacak bir hal almıştır.

Bu karar tek cidarlı tankerlerle taşıma hizmeti veren gemi işletmecilerini, dünya petrol taşıma hizmetlerinin en büyük kesimini alan AB ve ABD'nin limanlarına girebilmek için bu değişime ayak uydurmak zorunda bırakmıştır.

Aslında özellikle geri dönüşümü mümkün olmayan veya çok uzun bir zaman alan çevre kirliliği, ekolojik dengenin bozulması ve çok büyük ekonomik kayıpların olması açısından petrol taşımacılığında birtakım tedbirlerin alınması gerekirdi ama bu tedbirlerin bütün şartlar göz önüne alınarak en uygununun olması gerekirdi, çünkü akli ve bilimsel bakış açısı bunu gerektirir.

Mesela yüzlerce, bomba gibi yüzen tek cidarlı gemiler ne olacak? Hangi şartlarda, nerede, nasıl bozulacak (imha edilecek)? İmha edilecek yerlerdeki ekolojik denge ne olacak, nasıl korunacak? Bu imha işlemlerinden dolayı çevre kirliliği olmayacak mı? vb. birçok soru. Bu soruların cevabını acil olarak bulmamız lazım çünkü bir tane dünyamız var.

5. Tankerlere Balonlu Tank Entegrasyonu

Esasında bu fikir, taşınan likit yükü (...petrol, yağ vb.) kargo tanklarının iç çeperi ile temas ettirmeden, likit yükün akıcılık özelliğinden faydalanılarak, tankın iç hacmini kaplayacak

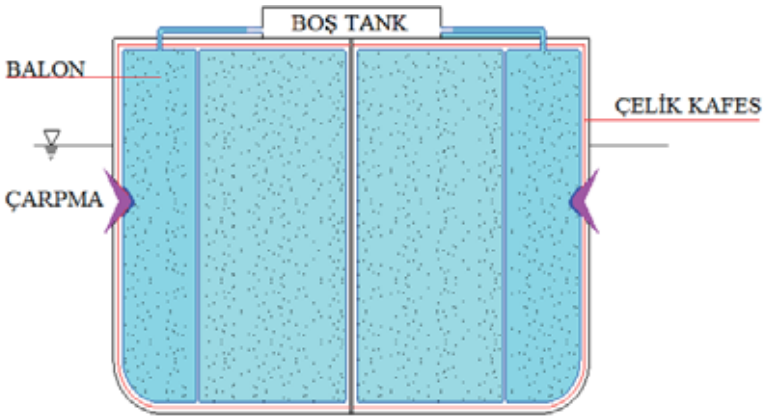
şekilde imal edilen balon veya balonlara (gerekli ar-ge çalışmaları yapılarak gayet esnek, mukavemetli, yırtılmaya ve darbelere dayanıklı vb. özelliklere sahip) konularak daha güvenli bir taşımacılığın yapılması işlemidir.

Herhangi bir çatışma, karaya oturma veya çarpışma anında (Şekil 1'e olduğu gibi) kargo tanklarında bir hacim kaybolması olur. Bu tür kazalardan dolayı bordo veya karinada yani gemi kaportasında yırtıklar olur veya olabilir ve buralardan taşınan likit yük denize sızar.

Tek cidarlı veya çift cidarlı gemilerde dahil olmak üzere taşınan yükü kargoların iç hacmini kaplayan balon veya balonlara koyulması durumunda balonların mukavemet, dayanıklılık ve elastikiyetinden ötürü taşınan yük muhafaza edilmiş olur, ayrıca gemi güvertesinde boş olarak bekletilen tanka veya balona, gerekli boru tertibatı ile bağlantı kurularak, kaybolan hacmi, çatışmadan dolayı doğan itici (basma) gücün potansiyeli ile aktarılarak kaybolan hacim kurtarılmış olur ve taşınan yük, ilk önceki güvenli olma durumunu muhafaza etmiş olur. Böylelikle herhangi bir sızma veya denize yükün akması gibi bir durum olmaz.

Bu fikir, dünya deniz ticaret filosunun çok büyük bir kesimini oluşturan (%38) tanker filosunun değişimine gerek kalmadan ve mevcut filodaki tankerlerin yapısına etki etmeyen ek ve çok komplike olmayan basit bir sistemle yapılan güvenli bir taşımacılıktır.

Bu fikri uygulama ile mevcut şartlar çerçevesinde, çok yüksek realitesi ve gerçek hayatta çok basit bir şekilde uygulanabilirliği ile günümüzde likit taşımacılığın özellikle petrol taşımacılığının rahatsızlığını, sorunlarını basit bir şekilde dengelere zarar vermeden giderebilecek yapıdadır.



Şekil 1. Çarpışma anı

5.1. Tankerlere balonlu tank entegrasyonunun avantajları

Balon veya balonlar özelliklerinden (mukavemetli oluşu, elastikiyeti yırtılmaya karşı dayanımı) dolayı çarpan cismin şeklini alır ve böylece likit yük (petrol, yağ ...vb.) balonun içerisinde kaldığından dışarıya sızma yapmaz ve taşınan yük korunmuş olur ve dolayısı ile ekolojik dengeyi müthiş derecede etkileyen birçok canlının telef olmasına neden olan ve eski haline gelmesi çok zor veya çok uzun yıllar alan çevre kirliliği böylece engellenmiş olur.

Bu sistemin kullanılması ile herhangi bir kazadan dolayı denize bir sızma olmayacağından dolayı ayrıca herhangi bir temizleme masrafı, cezai durum olmayacak ve taşınan yük muhafaza edildiğinden herhangi bir ekonomik kayıp da olmayacaktır.

Balon veya balonlar herhangi bir darbe sonucu oluşan yaralanmanın şeklini alarak kargo tankına deniz suyunun girmesini engeller, böylece batma, trim, stabilite problemi gibi problemleri de önlemiş olur. Petrol kargo tankının iç yüzeyi ile temas etmediğinden dolayı herhangi bir şekilde korozyon oluşmaz geminin daha sağlam ve uzun ömürlü olmasına vesile olur, dolayısı ile geminin korozyon ve etkilerinden ötürü tamir giderleri ve tamir için harcanmış zaman kaybı ve personel giderleri ortadan kaldırılmış olur.

Tek cidarlı tankerlerin iç dip yapısı itibarı ile petrol taşımacılığındaki verimi %100 olamaz. Çünkü döşekler, dip tülanileri ..vb. elemanları arasında kalan petrol dışarıya aktarılamaz ve gemi hayatı boyunca o tabaka taşınır veya aktarılması da büyük çapta pompa tertibatı ile olur ki bu da önemli bir meblağ tutar. Balonlu tank entegrasyonu ile taşınan yükün yükleme ve boşaltması balonun içerisinden olacağı için verimi %100 olur, bu da bir işletmeci için çok önemlidir.

Yeni yapılacak tankerlerin çift cidarlı olması kullanılacak çelik miktarının daha çok olması dolayısı ile deplasmanının artması, daha çok su çekmesi (draftının artması) demek olur ki bu da geminin direncini arttırır.

Gemi işletmeciliği açısından, çift cidarlı bir gemi analitik olarak incelendiğinde mesela (L:220 m, B:25 m, D:20 m) boyutlarındaki bir gemi cidarlar arası mesafesi 3 m olarak imal edilirse, boy derinlik ve cidarlar arası mesafe çarpıldığında bir bordada 13.200, toplamda 26.400 metreküp âtıl hacim (işletmeci için kayıp olarak gözüken) takribi geminin toplam hacminin ¼'lük kısmına tekabül eder. Bu bir gemi işletmecisi için çok büyük bir kayıp olarak gözükür. Diğer bir ifade ile aynı boyutlara sahip tek cidarlı bir geminin 4 seferde taşıdığı yükü çift cidarlı gemi 5 seferde taşımak zorunda kalacaktır.

Yukarıdaki örneğe göre tek cidarlı bir geminin 4 seferde taşıdığı yükü, 5 seferde taşıyabilen çift cidarlı gemi bu fazladan yapılan seferin masraflarını (gemi personeli giderleri, kumanyası, yükleme-boşaltma masrafları, yakıt ücretleri vb.) karşılayabilmek için taşımacılık ücretine yani navluna yansıtacaktır. Dünyada petrol fiyatlarının belirleyen parametrelerden biri de navlun ücretidir. Bu ücret artınca petrol birim fiyatları artacaktır, petrole bağlı diğer maddelerin de (hammaddeler, tüketim maddeleri) fiyatlarına yansıyacak yani bir noktada çift cidarlılık dünya ekonomisinde maliyet unsurlarını sarsacaktır.

Taşınan yük kargo tanklarının iç yüzeyleri ile temas etmediğinden dolayı hem tek hem de çift cidarlı tankerlerde kargo temizliğine gerek kalmayacaktır.

En önemlisi de taşınan yükü kargo tanklarında balonlara konulduğundan dolayı, herhangi bir kaza anında en kötü şartlarda bile kaybolan değer kazaya uğrayan balonun içindeki likit yük olacaktır. Diğer yükler yine muhafaza edilmiş olacaktır. Kaza anında risk faktörünü minimize edip güvenli bir taşımacılık yapmaya vesile olması aynı zamanda çevre kirliliğini minimize etmesi olacaktır.

6. Konteyner Taşımacılığına Balonlu Tank Entegrasyonu

Konteyner taşımacılığının önemi, bu tür taşımacılığın gemi işletmecileri açısından hızlı ve daha karlı ve de yükleyiciler ve alıcılar için de onların her türlü gereksinimlerini kolaylıkla karşılayabilmesinden gelmektedir. Ayrıca kıtalar arası karayolu olmadığını ve havayolunun da hem çok pahalı, yük kapasitesi bakımından da çok düşük olduğunu göz önüne alırsak konteyner taşımacılığının önemini farklı bir şekilde de ortaya çıkarmış oluruz.

Uluslararası standartlara haiz konteynerlerin içerisine elastikiyeti ve dayanımı yüksek balonları koruyucu iskeleti ile koyarak likit yüklerde, özellikle petrol ve ürünlerinin taşımacılığında gemi taşımacılığı açısından çok büyük bir değişimi yakalamış oluruz.

Uluslararası konteyner standartlarına göre üretilecek olan elastik ve yüksek mukavimli bu balonlar, konteynerlerin içerisine konularak likit taşımacılığında özellikle petrol taşımacılığında çok büyük kolaylık sağlayacaktır.

6.1. Konteynerlere balonlu tank entegrasyonunun avantajları

Bu entegrasyon ile konteyner taşımacılığı direkt kendisinden korumalı (taşınan yükü muhafaza ediyor olması) bir taşımacılık olduğundan çevre kirliliğine sebebiyet verecek olan, çarpışma ve kazalardan dolayı bir hasar veya kirlenme olmayacak ve dolayısı ile ekolojik denge korunmuş olacak çevreye herhangi bir zarar verilmeyecektir.

Bu entegrasyon ile direkt alıcı-satıcı iş birliği sağlanıp ticaret daha basite indirgenir ve ürün üretimden direkt satışa sunulabilir. Taşımacılıktaki bu basit yapıya indirgenme, uluslararası ticarete farklı bir bakış açısı sağlayıp, daha hızlı bir ticaret yapabilme perspektifi sunar.

Bu entegrasyon ile özellikle işlenmiş petrol taşımacılığında (benzin, mazot vb.) büyük tonajlı gemilerle getirilen yükün depolanması ve depolardan dağıtım yapılması sorunu ortadan kaldırılmış olur. (Ürün üretimden direkt satışa sunulur. Hem üretici hem son satıcı açısından çok büyük maddi ve zaman kazanımı sağlar)

Bu entegrasyon ile depolamadan dolayı yer, zaman, kira giderleri vb. masrafları ortadan kaldırılmış olunur, dolayısı ile ürün daha ucuza mal edilir ve tüketiciye daha ucuza sunulabilir.

Bu entegrasyon gemi taşımacılığına çok geniş ufuklar sağlar. Örneğin petrolü sadece tankerler taşıyabilir mantığını aşarak petrolü konteynerlerle da taşıyabiliriz mantığını ortaya koymuş oluruz. Yani petrol taşımacılığına bir alternatif taşımacılık sunmuş oluruz, alternatiflerin artması rekabeti doğurur bu da navlun fiyatlarında düşüşe sebebiyet verir.

Bu entegrasyon, ara depolamadan ötürü bayilere sağlanan ara taşımacılık hizmetlerinden kaynaklanan ekstra maliyeti ve zaman kaybını ortadan kaldırır. Son kullanıcıya sunulan malın maliyetinin düşmesine malın daha ucuza mal edilmesine sebebiyet verir.

7. Tanker ve Konteyner Taşımacılığına Entegrasyonunun Sosyo-Ekonomik Sonuçları

Hedef pazarımız dünya deniz ticaret filosunun kayıtlı 50.422 adet (300 gros ton ve üzeri) gemisinin, hacim olarak 2015 yılı itibariyle 1,66 milyar dwt kapasiteye sahip dünya deniz ticaret filosunun %38 ini oluşturan tek cidarlı ve çift cidarlı tankerlerine basit bir entegrasyon ile optimum çözümü sağlayarak, çok daha güvenli bir taşımacılık yapmasını sağlamak ve bu çaptaki taşımacılık kapasitesinden pay almaktır.

Hedef pazarımız basit bir entegrasyon ile ulaştığımız optimum çözümle dünya deniz ticaret filosunun toplam 15,3 milyon TEU ya ulaşmış, dünya deniz ticaret filosunun gemi tipi olarak % 13,5 ine ulaşmış konteyner taşımacılığını likit (petrol, yağ.. vb.) taşımacılığa entegre ederek daha güvenli bir taşımacılık sağlayarak ve bu çaptaki taşımacılık kapasitesinden pay almaktır.

Hedefimiz, mevcut olan dünya deniz ticaret filosuna, yeni inşa edilecek gemilere ve konteyner taşımacılığına bu optimum çözümümüzün entegrasyonu ile beraber yukarıda anlatılan maddi kazanımları, gemi sahiplerine, gemi işletmecilerine ve ticaret yapan ithalat ve ihracatçılara ve bu ticaretlerden direkt veya endirekt etkilenen insanlara sağlamak, bunlardan daha önemlisi de ekolojik dengeleri sarsmadan gelecek neslimize temiz bir ÇEVRE bırakma açısından, ÇEVRE KİRLİLİĞİNİ ortadan kaldırmaktır.

8. Kaynaklar

[1] Talley vd, 2004, s:238, IMO, 2000, vol.1,chp:11, s:87

[2] The Global EnablingTrade Report 2012

[3] The Global EnablingTrade Report 2012

[4] The Global EnablingTrade Report 2012

[5] clarkson Research Services

[6] The Platou Report 2015

THE PURPOSE AND EFFECTS OF IMO PSPC IMPLEMENTATION FOR BALLAST TANKS - REVİEW STUDY

Yusuf GENÇ[1] ve Murat ÖZKÖK[2]

ABSTRACT

The Performance Standard for Protective Coating (PSPC) application adopted by International Maritime Organization (IMO) Resolution MSC.215(82), became mandatory for seawater ballast tanks of all type ships greater than 500 gross tonnage and for double-side skin spaces arranged in bulk carriers of 150 m in length and upwards. The new standart seems to impose tougher restrictions and regulations in terms of coating system design and applications. This application purpose to increase tanks' coating life from 5 years at present to 15 years. The shipyard is responsible for implementing the requirements of the IMO PSPC during new construction. Since PSPC application has not been 15 years old yet so it is not available to evaluate if this application succeed its aim. Corrosion protection gained from the effective application and maintenance of coatings is the main object of PSPC. Corrosioned ballast tanks discharge dirty seawater, so corrosion protection is also important for environment.

In this study we mention about PSPC, the application became mandatory in 1 July 2008, and its aim, effects on ship building processes in shipyard.

***Keywords**: IMO PSPC, coating, corrosion, ship*

1.Introduction

Maritime industry has always preserved its significance in a both national and international basis in terms of cargo and human transportation. When taken into account with the sense of volume, 75% of the world's trade is known to be conducted via seaways, while 16% is carried out by rail and motorway, 9% by pipelines and 0,3% by airways[1]. With regards to this, it is obvious that vessels must have a high operation performance. In order to maintain the stability of the vessels during cruise and/or loading and unloading processes, the vessels, which continuously carry on their cruises, have to capitalize on ballast operations. These ballast operations in vessels are done by using seawater. During the process seawater taken from a specific section can be transferred to other sections and drained when necessary this situation emerges some manipulations in terms of environment. Over 12 billion tons of ballast water is moved across vast coastal and oceanic domains yearly[2]. Furthermore, ballast water is one of the primary vectors responsible for the global transport of vegetative -and resting- stages of aquatic microorganisms as well as

[1] Ordu University, Fatsa Vocational Higher School, Vessel Construction Program, Tel. 0452 423 50 02, E-posta: yusufgenc55@yahoo.com

[2] Karadeniz Technical University, Surmene Faculty of Marine Sciences, Naval Architecture and Marine Engineering, Tel.0462 752 24 19, E-posta: muratozkok@ktu.edu.tr

for potentially pathogenic bacteria[3]. Additionally, the seawater taken in the ballast tanks cause corrosion in time. So, in the ballast water tanks, corrosion protection gained from the effective application and maintenance of coatings is of great importance to the marine industry[4]. A change in the SOLAS treaty made by International Maritime Organization IMO, has mandated protective coating paint application in the ballast tanks of all vessels larger than 500 gross tons and in the double-hull parts of bulk carriers larger than 150 meters. The coating standard for ballast tanks requires that the ship coating life increases from 5 years at present to 15 years, which changed a lot compared with the current standards and construction practices used in the shipyard. This regulation is to be implemented in vessels with a new construction contract made on or after July 1st 2008, in vessels without new construction contracts; the vessels whose keel is placed after January 1st 2009 or those which started service on or after 1st July 2012 [5]. Moreover, with the change in SOLAS, this regulation has become an item on the initial surveys of safety certificates in cargo and passenger vessels. In addition, the required maintenance of the sections with these applications has been included in the planned maintenance schedule of the vessel[6]. The processes are required to be successfully carried out in order to implement the regulation.

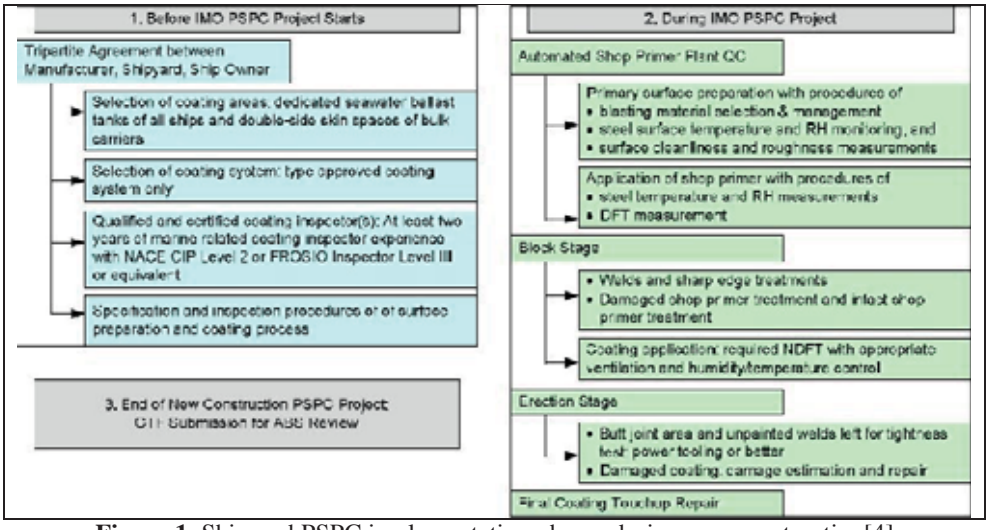


Figure 1. Shipyard PSPC implementation phases during new construction[4]

2. The Importance of Ballast Water

Ships are designed and built to transport through water carrying cargo, such as oil, grains, containers, machinery and people. If the vessel is travelling without cargo, or has discharged some cargo in one port and is on route to its next port of call, ballast may be taken on board to achieve the required safe operating conditions. This includes keeping the

ship deep enough in the seawater to ensure efficient propeller and rudder operation and to avoid the bow emerging from the water especially in heavy seas. A good weight-to-volume ratio and is carried in separate tanks used just for ballast, or in empty cargo tanks. When a vessel is departing a harbour, water and any sediment that may be stirred up is pumped into the ballast tanks and released again when it takes on cargo at the next harbour[7].

Figure 2: A photograph shows the discharge of ballast water from ship

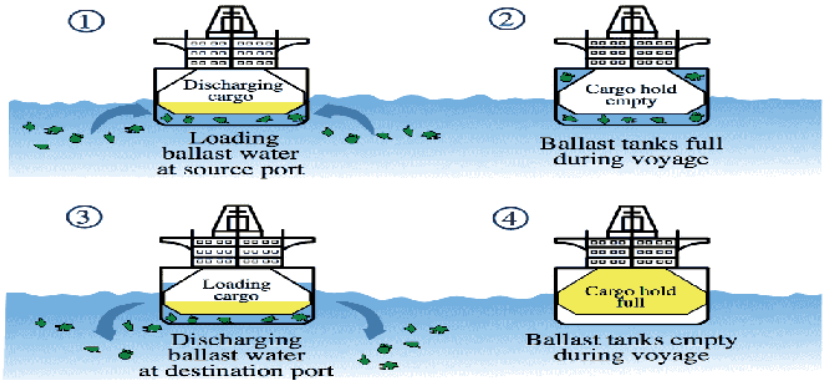


Figure 3: The role of ballast water in loading and unloading process[8]

3. Coating Technical File

Documentation of each step of the coating process must be filed in a Coating Technical File (CTF). Specification of the coating system applied to the dedicated ballast tanks and double-side skin spaces, record of the shipyard's and shipowner's coating work, detailed criteria for coating selection, work specifications, inspection, maintenance and repair shall be documented in the Coating Technical File (CTF), and the CTF shall be reviewed by the Administration[9]. The CTF must remain on board of the ship and be maintained

throughout the life of the ship. This means that inspection and maintenance of the coating, including location and work specification etc., must be continuously recorded in this file[10]. Many discussions have been taken place and much work has been done regarding the issue of how to manage and organize the CTF and how much information should be included in the CTF. There is still much room for interpretation on how much specific data is to be included in the CTF. Feedback from shipyards and ship owners is considered necessary to determine what data is needed onboard for the entire life of the vessel[4].

4. The Necessity of Application the PSPC

This rule poses importance in terms of standardizing the applications done in different ways. The most important impact of this requirement is that it provides a common minimum standard for all owners and shipyards. The requirements extend through the whole process from specification to application, detailing the role of each party involved, the approval of coatings to be applied, and the process of inspection. The standard is intended to provide a target useful coating life of 15 years, over which the coating system is intended to remain in good condition[11]. The period that starts with the project phase and lasts until the delivery of the vessel is a long and tiring one. Therefore, standardizing the works done in shipyards is significant as a contribution to this process.

Figure 4: Marine coating degradation showing rust in water ballast tanks[12]

Figure 5: Typical example of finished ballast tank coating at new building[10]

5. Conclusions

While PSPC applications have brought about a few difficulties in the shipyards, it is certain that this application will be beneficial especially in terms of safety. The prevention of corrosion in the ballast tanks will create positive outcomes for both the longevity of the vessel and environmental factors. Ballast operations are necessary in terms of many aspects. Consequently, the seawater, which is used in operations and can be transferred to different seas and oceans when necessary, needs to be preserved from the effects of corrosion. Since this is a long-term process, it has become inevitable that shipyards be adequately prepared and provides required conditions for this application. In addition, this application also grants the opportunity of checking the vessels during their service life to the shipyards.

6. References

[1] Kahramanca A., Türkiye'de ve Dünyada Gemi İnşa Sektörü, Kalkınmada Anahtar Verimlilik, 297, 2013.

[2] Engineering Center Transzvuk, Hydrodynamic Ballast Water Treatment Technology. http://www.ballastwater.org/PDF/Ballast_Water.pdf, 2012.

[3] Ruiz, G.M., T.K. Rawlings, F.C. Dobbs, L.A. Drake, T. Mullady, A. Huq and R.R Colwell, Global spread of microorganisms by ships. Nature, 408: 49-50, doi:10.1038/35040695, 2000.

[4] Wei C., Eliasson J, Jansen E., Wang G., Basu R. I., "IMO PSPC implementation and 15 years of target useful coating life", ABS, 16855 Northchase Drive, Houston, Texas 77060.

[5] Taylan M., "IMO'nun Yeni Boya Performans Standardı (PSPC)", Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Fakülteden Haberler, Sayı 1/2009.

[6] Taylan M., "IMO's New Protective Coating Performance Standard (PSPC)", Gemi ve Deniz Teknolojisi, Sayı 176, 2008.

[7] Casala, G.A., Ballast Water- a public Health İssue? Ballast Water News, Issue 8: Jan – March, Glo-Ballast Program, IMO London, 2002.

[8] https://en.wikipedia.org/wiki/Ballast_tank, 29 Kasım 2016.

[9] Annex 1 Resolution MSC 215(82)., Performance Standart for Protective Coatings for Dedicated Seawater Ballast Tanks in All Types of Ships and Double-Side Skin Spaces of Bulk Carriers, MSC 82/24/Add.1.

[10] Lohhman T., JPCL February 2009, Implementing the IMO PSPC for Ballast Water Tanks, Germanischer Lloyd AG, www.paintsquare.com.

[11] http://www.wartsila.com/encyclopedia/term/performance-standards-for-protective-coatings-(pspc), 29 Kasım 2016.

[12] Rowell I., "Tankers and FBSO Corrosion", Special Publication 1035, NIST 2004.

EVALUATION OF GREEN PERFORMANCE INDICATORS' PRIORITY PERCEPTION IN TERMS OF SUSTAINABLE PORT CONCEPT: A COMPARATIVE ANALYSIS FOR TURKISH PORTS

Umur BUCAK[1] Barış KULEYİN[2]

ABSTRACT

When ports located in nodal point of international transportation, have become sustainable; it is vital to meet global market's requirements. Herein, *"green port"* notion has risen under the title of environmental dimension of sustainability, in order to protect marine environment, human health and urban aesthetic. Ports should actualise green performance indicators, if they hope to gain green port status. Aim of this study is revealing order of priority of determined green performance indicators. In accordance with this purpose, perceptual differences of port managers have been analysed by Analytic Hierarchy Process (AHP) method. For the purpose of using in this study, green performance indicators obtained from literature review have been collected under five major topic, and a questionnaire form has been designed. Designed questionnaire form had been implemented to managers of two worthy Turkish port which were selected as sample. After AHP questionnaire form had been implemented, every indicators' priority analysis in their own category and key indicators' priority analysis in themselves has been made. Thus, perceptual difference on green performance indicators among selected two ports has been executed. As a result of this analysis, sustainable port concept across Turkey, it is determined that especially liquid pollution management and other key criteria are air pollution management and marine biology protection have been seen more prior according to selected port managers. It is though that evaluations on prominent indicators will form a conceptual frame for decision support system in terms of especially port managers and other stakeholders are government, port states, non-governmental organizations and associations carried out port-oriented business in Turkey.

Keywords: Green port performance, port management, analytic hierarchy process, sustainability, Turkey.

1. Introduction

Recently, need for sustainable approaches for all markets which are technology, tourism, agriculture, transportation, etc. is obvious. At this point, ever-growing technology, scarce resources, next generation requirements and global economy, force stakeholders and

[1] Res.Asst. Bülent Ecevit University, Maritime Faculty, Zonguldak, umurbucak@gmail.com
[2] Asst.Prof. Dr. Cpt., Dokuz Eylül University, Maritime Faculty, İzmir, baris.kuleyin@deu.edu.tr

shareholders of global transportation to become sustainable. Ports constitute one of the principal stand of the transportation by their handling services, bunkering services to vessels, logistic services, etc. Against ever-growing ship sizes, trade volume, and therefore ever-changing demands of the ports' stakeholders, ports should prevent deterioration in the port area, moreover, they should sustain their supply opportunities thereby protecting resources, using energy efficient equipment, preserving ecosystem in marine fauna. Sustainable port concept involves all opportunities related to ports' growing necessity, and offers solutions to provide economic, social and environmental development for ports. Research subject of this study what is green port concept, is located under the title of environmental sustainability of ports.

Despite all contributions to economy, port operations have negative impact on their region's environment. Ports' environmental impact can be demonstrated as excess noise caused by ships and handling equipment in port area, CO_2, NO_X, and SO_2 emissions caused by ships and vehicles in port area, dust caused after handling operation of goods are grain, coal, sand, and creating added road and rail traffic [1]. Ports offer their region social and economic benefits, but also must fulfil environmental requirements [2]. Both domestic and foreign ports need to accord with in terms of "*eco-ports*", "*Green Ports*", "*environment-friendly ports*" and other concepts of Green Ports [3]; Green Port is the most common usage when academia needs to describe or mention these all notions which are have same meaning with Green Port. The Green Port is defined as "*a product of the long-term strategy for the sustainable and climate friendly development of port's infrastructure*" [4]. He Jing and Ji Yijun defined the Green Port inclusively as "*the Green Port had to take the economic and environmental benefits into considerate, instead of taking environmental protection as a cost, it paid attention on environmental protection, the friendly development of ecology, saving resources and energy, strengthen environmental management, and constructing ecology ports, etc., also promoting harmonious relationship between the nature, economic and society in sustainable development, this meant the Green Port need to reach a balance of the impact on environment and economic benefits, and the sustainable port will not cause fatal impact on environment*" [5].

Green Port should be comprehensive and structural combined ports which are integrated social, economic, cultural, environmental and other factors; also Green Port defends an opinion that are social stability and civilization rapid economic development and harmonious environment [3]. Eventually, besides green port approach reduces environmental worries, it provides long term financial benefits and social welfare.

2. Aim of the Study

The aim of the research is presenting importance of the Green Port concept for avoiding negative impacts of ports on nature; and executing perception of port practitioners that work in Turkey, in relation to Green Port approach. Besides, thereby quantifying perceptions of port practitioners, it has had an attraction for analysing perceptual differences of selected two ports were worked in this study.

On the other hand, main objectives of the study are analysing opinions of Turkish port managers concerning with dimensions of green port performance criteria and

constituting conceptual framework for helping decision support system of especially port managers and maritime related Ministry of Turkey, port authorities and port related NGOs.

3. Methodology

According to the literature review, green port performance criteria have been obtained; and data collection tool has been built by expert opinions and structured interviews with experts (see phases in Figure 1). While analysing selected port managers' perception on these criteria AHP method has been used.

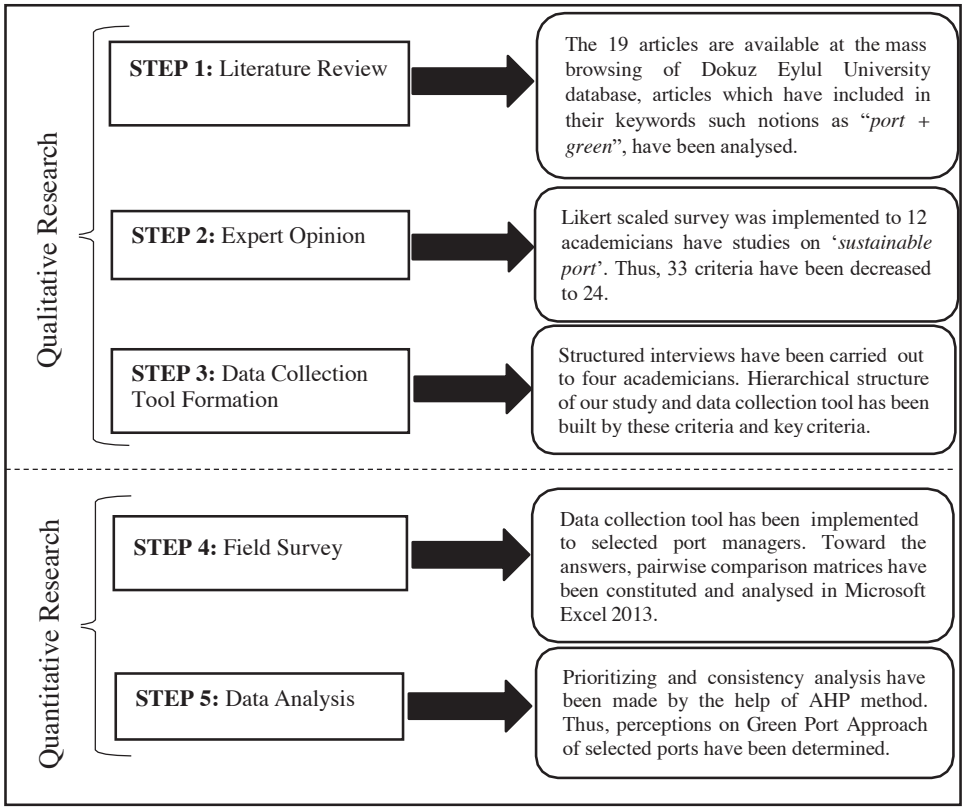


Figure 1. Stages of Research

3.1. Literature review

Port operations' environmental effect not only at the local level, but also at the regional level; environmental indices are avoiding waste generation, water pollution, air pollution, may be important for port to reduce them [6]. Port's performance is measured to not only its productivity and efficiency, but also its green performance. Reducing ship speed, energy and other resource consumptions; using renewable resources, electric power; avoiding air, liquid, noise, waste, coastal erosion, dredging pollutions are key for being green port [7]. New investments for port superstructure effect ports' land and water quality, green spaces, urban hydrology and air quality [8]. Dumping wastes from ships, improper dredging activities and contaminated sediment by trace metals, create environmental risk [9]. Air pollution may cause health problems for instance lung cancer, cardiovascular disease, birth defects, power supply system while ships are at pier and ship deceleration can be solution against air pollution [10]. Recently, controlling GHG emissions is vital while determining ports' environmental impact to nature [11]. Container terminals in ports are distributing 90% of cargoes are not bulk, and they also influence emissions [12]. Excessive handling activities in port area increase the entry of contaminants into the waterways [13].

Green port construction which compounds processes of pollution control, technological innovation and equipment renewal, is vital to empower environmental management in port area [3]. Air pollution, water pollution, noise pollution, land and sediments pollution, materials selection, water consumption, energy usage, general waste handling, hazardous waste handling, habitat quality, and port staff training, should be under control while operating ports [1]. Ports should implement recycle strategies, improve water and air quality, make energy efficient developments and plans, to achieve sustainability [14]. Green terminals should be laid out in harmony with their region, should supply electricity for ships while berthing, automated mooring and transport vehicles, electric dock cranes to minimize emissions [15]. Electrify loading and discharging facilities; improve the port entrance sediment quality, storage area equipment, dredging, ballast water discharge; transform the ship's main engine; control the speed of ships arrival and departure via the port, are main requirements to reduce environmental concerns in port area [5]. Energy efficiency improvement based on testing, deployment and demonstration, is vital while working out to the problem of how sustainable improvements in ports is [4]. Reducing ship speed to 12 nm in port area and bunkering 20 nm away from port provide reductions in CO_2 and SO_2 emissions [16]. Waste reduction helps firms to eliminate non-value adding operations; bunkering without emission controls and diesel engine usage cause air pollution and harm marine ecology [17]. Green port due system that has been supported highly by port owners, local governments, media and NGOs, gives some thought to minimize waste, oil, air pollution, and manage port facilities and charging structures [18]. After detailed literature review 33 green port performance criteria have been determined (see in Annex).

3.2. Expert opinion

33 criteria obtained from literature, are crucial to minimize environmental risks around port area. However, due to need of validation, expert opinion to prioritize these criteria, has been taken by the help of likert scaled questionnaire form. Expert team has been chosen from Turkish academicians who studied on issues of "*sustainable port*", "*green port*",

and "*sustainable transport*" before. For this, refereed journals have been reviewed; and 32 academicians are worked in Turkish universities and had studied on fore-mentioned issues, have been determined. Likert scaled survey has been sent to 32 academicians via electronic mail, and 12 academicians have participated in a survey.

As a consequence of the survey implemented to academicians, criteria prized under 4.00 spot in frequency table, have been eliminated. Thus, criteria are *flood effect and pacification, increasing volunteerism on reuse convertible resources, harm on society avoidance during infrastructure constructing, avoidance of infrastructure effect, encouragement of public transport modes usage, port dredging sediments overcome, bilge water dumping management, dangerous goods segregation, usage of convertible resources, odour management,* have been glossed over while constituting data collection tool. Accordingly, '*low sulphur fuel consumption encouragement*' has been perceived as the highest priority criteria; *avoidance of oil spill, marine biology preservation, avoiding air pollution, alternative energy usage, energy smart kit usage,* have been accompanied in prioritizing analysis as far as selected academicians' perception.

3.3. Data collection tool formation

Hierarchical structure of this study has been fictionalized with remaining criteria after elimination phase to constitute data collection tool. For this purpose, structured interview has been had with four of above mentioned 12 academicians. Experts have given their opinions on this structure; in this direction, necessary corrections have been made. Thus, ultimate hierarchical structure of this study and data collection tool have been constituted.

Hereunder, criteria are *low sulphur fuel consumption encouragement, avoiding air pollution, alternative energy usage, energy smart kit usage, electric powered equipment usage, ship deceleration nearby port area, reducing CO_2 emissions of trucks, cold ironing,* have been collected under the key criterion is '**air pollution management**'; *avoidance of oil spill, avoidance of liquid cargo spill, sewage processing, avoiding ballast water nearby port, bilge water dumping management, pipeline cargo spill caused by link arm,* have constituted criteria of key criterion is '**liquid pollution management**'; *waste disposal management, usage of convertible resources, regular maintenance of port equipment,* have taken place under the key criterion '**solid waste pollution management**'; criteria are *marine biology preservation, inhibition port entrance sediment and coast erosion, protecting ecology and its trainings, reducing infrastructure failures,* have been gathered under the key criterion is '**marine biology preservation and its training**'; *dangerous goods segregation, Avoiding dust pollution, odour management,* have formed criteria of key criterion is '**operational risk and odour management**'.

3.4. Field survey

Data collection tool is questionnaire form, has been analysed by AHP method. Accordingly, questionnaire form is based on the basis of comparing criteria each other under their own major topics which are 'air pollution management', 'liquid pollution management', 'solid waste pollution management', 'marine biology preservation and its training',

'operational risk and odour management', and comparing key criteria each other [19]. This form has been used for determining priority perception of selected ports are Port A and Port B. For this purpose, questionnaire forms based upon interview, have been implemented to commercial manager, security manager, maritime services manager, and environment and quality manager of Port A, and port services manager and port services assistant manager of Port B, in these ports' own official buildings.

These ports have TS EN ISO 9001 Quality Management System Certificate, TS EN ISO 14001 Environmental Management System Certificate, and TS EN 18001 Occupational Health and Safety Certificate granted by Turkish Standards Institution, Operating Permission or Provisional Operating Permission Certificate from Turkish government, and they fulfilled necessities of ISPS Code. Therefore these two ports have been selected as sample of this study. On the other hand, Port B has biggest cruise terminal and is keeping on growing; Port A handles almost whole cargoes are subject to maritime transport. These ports are located in Mediterranean region. Port A has served for either container cargo, general cargo, breakbulk cargo, project cargo, tanker cargo ships or cruise ships and military ships; Port B has served for only cruise ships and ferryboats. Both of these ports are large ports for hosting multiplexed ships at the same time. Port A has 12 piers, Port B has 8 piers.

3.5. Data analysis

Pairwise comparison matrices have been formed in order to compare criteria each other under their clusters and to compare clusters each other. Comparison matrices are constituted with significance level of each criteria over another criteria. Matrices should be carried out considering logic diagram. For instance, if criterion A is 3 times important over criterion B and criterion B is 3 times important over criterion C; criterion C cannot be more important than criterion A.

Eigenvectors of these matrices specifies order of priority of each criterion among each other. To calculate eigenvector, four different methods have been executed that are the simplest method, much better method, well method, and optimal method [20]. In this study, optimal method has been used in order to determine eigenvector of the matrix. Hereunder, 'n' amount elements of each row in the pairwise comparison matrix are multiplied by each other and then 'n'th root is found. After that, received values are normalized. After n extraction, single columned matrix is constituted. Sum of this single column is taken, and each column element is divided by sum of column elements. Obtained values as a result of previous operations constitute our eigenvectors. These vectors mean determine criteria's order of priority in percentage sense [21].

Consistency rate is calculated for every matrix and this rate should be under 0,10 value. While calculating this rate, firstly, greatest eigenvector (λmax) of each matrix should be calculated. Therefore, each eigenvector is multiplied by every element of own column in the pairwise comparison matrix, in this way, new matrix is formed. Elements of every row in the new matrix are sum up, and each sum is divided by each eigenvector which is corresponding to same row. After this calculation, new column is obtained, the arithmetic mean of new column becomes the greatest eigenvector (λmax) of the new matrix. Finally, consistency indicator (CI) is calculated thereby implementing following formulate which is taken part in (3.2) [22]:

$$\text{Consistency indicator (CI)} = \frac{\lambda max - n}{n-1} \quad (1)$$

Consistency rate can be found thereby dividing consistency indicator with random index (RI) which is corresponded to n number [23].

$$CR = \frac{CI}{RI} \quad (2)$$

In this study, fore mentioned formulates and steps have been implemented for every matrix, and consistency rate of any and every matrix has never exceeded 0,10 value.

4. Findings

Data collection tool has been implemented managers of the selected ports. After that, above-mentioned AHP phases have been followed. Thus, perceptions of managers on '*green port performance criteria*' and perceptual differences have been analysed. These analyses for each key criterion's sub-criteria and analysis between key criteria have been executed by the help of Table 1.

Table 1. Priority Vectors of Key Criteria and Their Criteria as Regards Selected Ports

PA*	**PB***	**Criterion Name**
0.43	0.62	**Liquid Pollution Management**
0.13	*0.52*	*Avoidance of Oil Spill*
0.27	*0.11*	*Avoidance of Liquid Cargo Spill*
0.14	0.21	**Air Pollution Management**
0.23	*0.26*	*Cold Ironing*
0.26	*0.25*	*Electric Powered Equipment Usage*
0.22	0.08	**Marine Biology Preservation and its Training**
0.24	*0.49*	*Protecting ecology and its training*
0.28	*0.09*	*Inhibition port entrance sediment and coast erosion*
0.09	0.04	**Solid Waste Pollution Management**
0.43	*0.69*	*Waste Disposal Management*
0.12	0.06	**Operational Risk and Odour Management**
0.46	*0.77*	*Dangerous goods segregation*

*: PA: Port A, PB: Port B.

After analysis, *'liquid pollution management'* has been perceived as the highest priority key criterion by both of ports; '*air pollution management'* has been perceived as the second highest priority criterion by Port B, *'marine biology preservation and its training'* has been perceived as the second highest priority criterion by Port A. In detail, *avoidance of oil spill* has become the highest priority criterion related to *'liquid pollution management',*

in perception of Port B; in any case, *avoidance of liquid cargo spill* has become the highest priority criterion related to *'liquid pollution management',* in perception of Port A. Appreciably perceptual differences have not been observed between two selected ports' perception related to '*air pollution management'*. For the answers of Port B managers, *protecting ecology and its training* has become the highest priority criterion related to '*marine biology preservation and its training*'; distinctly, *inhibition port entrance sediment and coast erosion* has become the highest priority criterion related to '*marine biology preservation and its training*' with regard to answers of Port A managers. Priority perception of both on criteria collected under key criteria which are '*solid waste pollution management' and 'operational risk and odour management'*, have shown similarity.

5. Conclusion

With this study, it has been executed that protection from negative impacts of pollution around port area, protecting marine fauna around port area are vital for providing cost efficiency in ports and vital for long term serviceability of ports. After analyses of this study it has been revealed that especially '*liquid pollution management'* has been seen the highest priority key criterion, and this can be expected that lack of precaution against liquid pollution is conjecturable. If it is necessary to scrutinize, liquid spillages have threatened port's environmentalism. Additionally, after analysing key criteria's pairwise comparison, perceptual differences have remarked. Port A managers have thought that '*marine biology preservation and its training*' has second highest priority, Port B managers have thought that '*air pollution management*' has second highest priority. Facilities of both ports and implementation time have effect on perceptions of ports.

In this study, data collection tool to analyse priority perception on green port performance indicators, has been generated and validation for this tool has been gained. Under favour of this tool it is though that evaluations on prominent indicators will form a conceptual frame for decision support system in terms of especially port managers and other stakeholders are government, port states, non-governmental organizations and associations carried out port-oriented business in Turkey.

The European Sea Ports Organisation (ESPO) had periodically implemented questionnaires to European ports in order to determine order of priority of green port performance indicators according to port managers. Thus, prior indicators had been specified, and works had centred on these indicators to sweep deficiencies or environmental worries. With this study, it has been revealed that similar study with ESPO's can be implemented to Turkish port managers by this method; and after analysing phase, the highest priority criteria according to perception of Turkish ports, can be determined. In the light of idea exchanges with ministry representatives, Turkish government plans to give governmental incentive to Turkish ports in order to reduce environmental concerns. While determining incentive issues, this study can be implemented to all Turkish ports' managers. Thus, the highest priority criteria for reducing environmental worries caused by ports, can be determined; and incentives can be provided towards initially sweeping environmental concerns on these determined criteria.

6. References

[1] Chiu, R., Lin, L. and Ting S., "Evaluation of Green Port Factors and Performance: A Fuzzy AHP Analysis", *Mathematical Problems in Engineering*, 1-12, 2014.

[2] Rodrigue, J. P. and Schulman, J., 2013, The Geography of Transport Systems, Routledge, *New York*

[3] Ying, He and Yijun, Ji, "Discussion on Green Port Construction of Tianjin Port" 2010 International Conference on Biology, Environment and Chemistry (pp. 467-469), 28-30 December 2010

[4] Pavlic, B., Cepak, F., Sucic, B., Peckaj, M. and Bogomil, K., "Sustainable Port Infrastructure, Practical Implementation of the Green Port Concept", *Thermal Science*, 18 935-948, 2014.

[5] Sheu, J., Hu, T. and Lin, S., "The Key Factors of Green Port in Sustainable Development", *Pakistan Journal of Statistics,* 29 755-768, 2013.

[6] Dooms, M., Haezendonck, E. and Valaert T., "Dynamic Green Portfolio Analysis for Inland Ports: An Empirical Analysis on Western Europe", *Research in Transportation Business & Management*, 8 171-185, 2013.

[7] Lirn, T., Wu, Y. J. and Chen, Y. J., "Green Performance Criteria for Sustainable Ports in Asia", *International Journal of Physical Distribution & Logistics Management*, 43 427-451, 2013.

[8] Odindi, J. O. and Mhangara, P., "Green Spaces Trends in the City of Port Elizabeth from 1990 to 2000 using Remote Sensing", *International Journal of Environmental Research,* 6 653-662, 2012.

[9] Morales-Caselles, C., Rico, A., Abbondanzi, F., Campisi T., Iacondini, A., Riba, I. and DelValls A., "Assessing Sediment Quality in Spanish Ports Using a Green Alga Bioassay", *Ciencias Marinas*, 34 329-337, 2008.

[10] Chang, C. and Wang, C., "Evaluating the Effects of Green Port Policy: Case Study of Kaohsiung Harbour in Taiwan", *Transportation Research Part D*, 17 185-189, 2012.

[11] Carballo-Penela, A., Mateo-Mantecon, I., Domenech, J. L. and Coto-Millan, P., "From the Motorways of the Sea to the Green Corridors' Carbon Footprint: The Case of a Port in Spain", *Journal of Environmental Planning and Management*, 55 765-782, 2012.

[12] Kavakeb, S., Nguyen, T. T., McGinley, K., Yang, Z., Jenkinson, I. and Murray R., "Green Vehicle Technology to Enhance the Performance of a European Port- A Simulation Model with a Cost-Benefit Approach", *Transportation Research Part C*, 60 169-188, 2015.

[13] Szili, G. and Rofe, M. W., "Greening Port Misery: Marketing the Green Face of Waterfront Redevelopment in Port Adelaide, South Australia", *Urban Policy and Research*, 25 363–384, 2007.

[14] Anastasopoulos, D., Kolios, S. and Stylios, C., "How Will Greek Ports Become Green Ports?", *Geo-Eco-Marina*, 17 73-80, 2011.

[15] Yang, Y. C. and Chang, W. M., "Impacts of Electric Rubber-Tired Gantries on Green Port Performance", *Research in Transportation Business and Management*, 8 67-76, 2013.

[16] Chang, C. C. and Jhang, C. W., "Reducing speed and fuel transfer of the Green Flag Incentive Program in Kaohsiung Port Taiwan", *Transportation Research Part D*, 46 1-10, 2016.

[17] Esmer, S., Çetin, İ. B. and Tuna, O., "A Simulation for Optimum Terminal Truck Number in a Turkish Port Based on Lean and Green Concept", *The Asian Journal of Shipping and Logistics*, 26 277-296, 2010.

[18] Bergqvist, R. and Zanden, N. E., "Green port dues - The Case of Hinterland Transport", *Research in Transportation Business & Management*, 5 85-91, 2012.

[19] Dağdeviren, M. and Eren, T., "Tedarikçi Firma Seçiminde Analitik Hiyerarşi Prosesi ve 0-1 Hedef Programlama Yöntemlerinin Kullanılması", *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 16 41-52, 2001.

[20] Karakaşoğlu, N., "Bulanık Çok Kriterli Karar Verme Yöntemleri ve Uygulama", Pamukkale Üniversitesi (doctoral dissertation), 2008

[21] Yaralıoğlu, K., "Performans Değerlendirmede Analitik Hiyerarşi Proses. Dokuz Eylül Üniversitesi İktisadi İdari Bilimler Fakültesi Dergisi", 16 129-142, 2001.

[22] Gemici, M. F., "Tedarik Zincirinde Veri Zarflama Analitik Hiyerarşi Prosesi Yöntemiyle Perakende Sektöründe Tedarikçi Performans Degerlendirmesi", İstanbul Teknik Üniversitesi (doctoral dissertation), 2009

[23] Supçiller, A. A. and Çapraz, O., "AHP-TOPSIS Yöntemine Dayalı Tedarikçi Seçimi Uygulaması", *Ekonometri ve İstatistik*, 13 1-22, 2011.

APPENDIX

	Academicians / Indicators	*Esmer et al. (2010)*	*Morales-Caselles et al. (2008)*	*Heng and Yijun (2011)*	*Dooms et al. (2013)*	*Chang and Wang (22012)*	*Chiu et al. (2014)*	*Carballo-Penela et al. (2012)*	*Lirn et al. (2013)*	*Bergqvist and Zanden (2012)*	*Odindi and Mhangara (2012)*	*Kavakeb et al. (2015)*	*Szili and Rofe (2007)*	*Anastasopoulos et al. (2011)*	*Yang and Chang (2013)*	*Chang and Jhang (2016)*	*Pavlic et al. (2013)*	*Sheu et al. (2013)*	*Hartman and Colt (2012)*	*Park and Yeo (2012)*
1	Inhibition Port Entrance Sediment and Coast Erosion		✓				✓		✓					✓		✓		✓		✓
2	Marine Biology Preservation	✓	✓				✓		✓				✓	✓				✓		
3	Avoidance of Oil Spill			✓			✓		✓					✓				✓		✓
4	Waste Disposal Management	✓	✓	✓	✓		✓	✓	✓					✓				✓		
5	Avoidance of Liquid Cargo Spill						✓		✓					✓				✓		
6	Pipeline Cargo Spill Caused by Link Arm						✓		✓					✓						
7	Noise Pollution and Quake Caused by Discharging Equipment						✓		✓	✓				✓				✓		✓
8	Detention of Decreasing Real Estate Value Caused by Pipeline Cargo						✓		✓					✓						
9	Avoiding Ballast Water Nearby Port		✓	✓	✓		✓		✓					✓				✓		✓
10	Sewage Processing		✓	✓	✓		✓		✓					✓				✓		✓
11	Avoiding Air Pollution	✓		✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓		✓		✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
12	Ship Deceleration Nearby Port Area					✓	✓		✓					✓		✓		✓		
13	Cold Ironing					✓	✓		✓					✓						
14	Electric Powered Equipment Usage	✓		✓			✓	✓	✓			✓			✓		✓	✓		
15	Low Sulphur Fuel Consumption Encouragement	✓		✓			✓		✓	✓				✓	✓	✓	✓	✓		

16	Alternative Energy Usage					✓	✓		✓			✓		✓	✓		✓	✓		
17	Protecting Aesthetic Townscape from Port Operations			✓			✓		✓	✓	✓							✓		
18	Avoiding Dust Pollution			✓			✓		✓										✓	
19	Reducing Infrastructure Failures			✓			✓		✓		✓		✓					✓		
20	Reducing CO_2 Emissions of Trucks	✓		✓	✓		✓	✓	✓	✓		✓		✓		✓		✓	✓	
21	Protecting Ecology and Its Trainings						✓		✓								✓	✓		
22	Regular Maintenance of Port Equipment			✓			✓		✓		✓			✓						
23	Energy Smart Kit Usage			✓			✓		✓						✓		✓	✓		✓
24	Flood Effect and Pacification						✓		✓											
25	Increasing Volunteerism on Reuse Convertible Resources	✓					✓		✓	✓				✓	✓			✓		✓
26	Harm on Society Avoidance During Infrastructure Constructing						✓		✓		✓		✓					✓		
27	Avoidance of Infrastructure Effect						✓		✓		✓		✓	✓				✓		
28	Encouragement of Public Transport Modes Usage				✓		✓		✓											
29	Port Dredging Sediments Overcome		✓				✓		✓									✓		✓
30	Bilge Water Dumping Management		✓	✓	✓		✓		✓					✓				✓		
31	Dangerous Goods Segregation						✓		✓					✓						
32	Usage of Convertible Resources	✓					✓		✓					✓				✓		✓
33	Odour Management						✓		✓											

MARMARA DENİZİ'NDE SEFER YAPAN BİR YOLCU GEMİSİNİN BAKIM/ONARIM AŞAMASINDA YEŞİL GEMİ KONSEPTİ PERSPEKTİFİNDE ATIK YÖNETİMİ İNCELEMESİ

Yağız Yetkin Azizler[1], Levent Bilgili[2], Uğur Buğra Çelebi[2]

ÖZET

Gemi inşaatı endüstrisi en karmaşık üretim sektörlerinden birisi olarak kabul edilir ve farklı tersane ve operasyon süreçlerinin idare edilmesi için büyük boyutlarda işgücüne ihtiyaç duyar. Tarihin pek çok aşamasında gemiler ahşap gibi doğal malzemelerden üretilmiş ve rüzgar gibi yine doğal güçler ile sevk edilmiştir. Bu yüzden gemi kaynaklı atıklar göz ardı edilebilmiştir. Bununla birlikte, endüstri devriminden sonra çelik, başlıca gemi inşa malzemesi olarak kullanılmaya başlanmıştır ve bunun doğal bir sonucu olarak da yeni üretim yöntemleri geliştirilmiştir. Hem üretim hem de onarım tersanelerinde yaygın olarak kullanılan üç temel ve önemli üretim aşaması bulunur: Raspa, boya ve kaynak. Raspa yöntemi, yüzeye yapışan organizmaları kaldırmak ve yüzeyi bir sonraki aşama olan boya sürecine hazırlamak için daha pürüzlü hale getirmek için yüzeye küçük parçacıklar püskürtülmesi işlemidir. Boya süreci, tersane kaynaklı kirlilikte en büyük paya sahip olan süreçtir. Geleneksel bir boya işleminde katı, sıvı ve gaz türünden atıklar oluşabilmektedir. Kaynak ise gemi inşaatında en çok kullanılan birleştirme yöntemidir. En büyük kirletici kaynağı boya süreci olmasına rağmen en zararlı kirleticiler kaynak işlemi sırasında ortaya çıkmaktadır. Her üç işlemde de benzer ve zararlı atık ve emisyonlar meydana gelebilmektedir. Bu çalışmada, halen operasyonda olan bir yolcu gemisi ve bu yolcu gemisinin onarımı sırasında ortaya çıkan atık ve emisyonlar, yeşil gemi konsepti perspektifinde incelenmiştir. Emisyonların tanımı ve hesaplanması sonrasında, zararlı atıkları minimize etmek için bir atık yönetimi sistemi geliştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Tersane [1]Emisyon ve Atıkları, Raspa, Boya, Kaynak,

1. GİRİŞ

Gemi inşaatı ve gemi onarımı süreçleri çok sayıda karmaşık işlemin bir araya gelmesiyle gerçekleştirilir. Bu süreçlerin bir kısmı birbirinden bağımsızken bir kısmı birbiriyle sürekli iç içe haldedir. Hem üretim hem de onarım aşamasında en çok kullanılan ve kendi içinde alt süreçlere ayrılabilen üç işlem, raspa, boya ve kaynak işlemleridir.

Hem yeni gemi inşa hem de onarım tersanelerinde kesme, yüzey hazırlama, raspa, boya ve kaplama, solvent ve yağ temizleme, kaynak ve camelyaf üretimi gibi süreçler gerçekleştirilmektedir. Bütün bu süreçlerde çevreye ve insan sağlığına zararlı olduğu bilinen çeşitli tipte (katı, sıvı, gaz) atık ve emisyonlar oluşmaktadır. Bu atık ve emisyonları

[1] İstanbul Şehir Hatları, İstanbul, Türkiye

[2] Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye

parçacıklar, uçucu organik bileşikler (VOC's), metal dumanı, boya parçacıkları, temizleyici ve boya çözücü solventler, sintine ve kargo tanklarından arta kalan yakıt ve yağ kalıntıları, yağlama ve kesme yağları, atık sular, zımpara artıkları, yüzeyden sökülen parçacıklar ve kargo atıkları olarak sınıflandırmak mümkündür [1]. Bir diğer çalışmada tersaneler sızıntı yakıt, boya, solvent, polisiklik aromatik hidrokarbonlar (PAH's) ve işlenmiş metal cürufu ile kirletilmiş alanlar olarak tanımlanmıştır [2].

Yüzey hazırlama ve raspa işlemi, yüzeyi pas, kir ve gemi operasyonu esnasında yüzeye yapışmış olan organizmalardan temizleme sürecidir. Pas ve kir geminin bütünlüğüne ve sağlamlığına zarar verirken organizmalar, sakallanma adı verilen bir durumun oluşmasına yol açarak gemi direncinin artmasına ve dolayısıyla daha fazla yakıt harcanmasına yol açmaktadır. Bunların yanında raspa işlemi ile bir sonraki aşama olan boya işlemine hazırlık yapılmakta, yüzey daha pürüzlü hale getirilerek boyanın yüzeyi tutması kolaylaştırılmaktadır.

Yüzey hazırlamada çelik, grit, garnet, bakır veya kömür cürufu gibi aşındırıcılar ile daha modern olan kuru buz ve su gibi maddeler de kullanılmaktadır. Bunların yanında deterjan ve kimyasal boya sökücüler gibi malzemeler de kullanım alanı bulmaktadır. Yüzey hazırlama ve raspa sürecinde açığa çıkan en temel kirleticiler boya parçacıkları ve kullanılan aşındırıcıların karışımıdır. Kurşun ve antifouling içeren boyalar özellikle zararlıdır. Su raspası kullanılan durumlarda ise boya ve yüzey parçacıkları ile karışan su, çamura benzer bir yapıda atık olarak meydana gelmektedir [3].

Boya, bütün üretim süreçleri arasında en çok miktarda zararlı atık meydana getiren süreçtir. Gaz formunda uçucu organik bileşikler başta olmak üzere çeşitli başka partiküller; sıvı formunda boyanın kendisi ve katı formunda boya kutuları ve fırçalar gibi atıklar meydana gelebilir.

Boya sürecinde kayda değer miktarda VOC's ve tehlikeli hava kirletici (HAP's) meydana gelir. Boya yapılırken püskürtme işlemi sırasında bazı parçalar havaya gaz olarak karışırken boya kururken sıvı haldeki boya suya karışabilir. Boya işlemi sırasında ortaya çıkan katı atıklar, tersanedeki bütün atıklar arasında en büyük paya sahiptir. Boyanın kirlettiği atık su, organik kirleticilerin yanısıra metal parçaları da içerebilir [3]. Geçmiş çalışmalarda tersanelerdeki boya sürecinin VOC's ve HAP's oluşumuna neden olduğu kanıtlanmış [4], VOC's etkileri ve kontrol yöntemleri araştırılmış [5] ve boya atıklarının sahada çalışan insanlar üzerinde etkileri olup olmadığı incelenmiştir [6]. VOC emisyonları arasında çinko oksit, talk, karbon, katran, kurşun, mika, alüminyum ve çinko tozu ile solventler olarak aseton, ksilen, metil etil keton ve su gözlenmektedir [7].

Kaynak ise tersanelerde uygulanan en son imalat işlemidir. Tersanelerde çok çeşitli kaynak türleri uygulanmakta olup en yaygın olarak kullanılanları gaz altı kaynağı ile elektrot ark kaynağıdır. Kaynak işlemi, elektrot ve tel atıkları olarak katı ve kaynak sırasında açığa çıkan kaynak dumanı olarak gaz formunda atıklar meydana getirmektedir ve bu atıklar çevreye ve insan sağlığına oldukça zararlıdır.

Kura ve Lacoste, 1996 [8], tersanede üretim süreçleri sırasında ortaya çıkan atıkları incelemişlerdir. Kura vd., 1996a [9]; 1996b [10]; 1998 [11]; 1998a [12] çalışmalarında ise tersanelerde açığa çıkan toksik kimyasal emisyonların salınım riski konusunda araştırmalar yapmışlardır. Matczak ve Chmielnicka, 1989 [13], kaynak dumanı içinde çözünebilen ve çözünemeyen Cr^{+3} ve Cr^{+6} bileşiklerini incelemişlerdir. Hewett, 1995 [14], ise örtülü metal ark kaynağı ve gaz metal ark kaynağı yöntemlerinin uygulanması sırasında işçi maruz kalmaları üzerine matematiksel bir model geliştirmiştir.

Bu çalışmada halen kullanımda olan bir yolcu gemisi için onarım esnasında bu üç proses sonucu ortaya çıkan atıklar hesaplanmıştır. Hesaplar sadece bir onarım süreci için yapılmış

olup diğer onarım süreçleri için daha değişik sonuçlar elde edilebilir. Tablo 1, geminin ana karakteristik özelliklerini vermektedir.

Tablo 1. Gemi ana karakteristik özellikleri

Ana Karakteristikler	
L	56 m.
B	10,5 m
D	3 m.
f	1260 mm.
Makine Gücü	1500 HP
Hız	14 knot
Yolcu Kapasitesi	1400 kişi

Gemi onarımı sırasında dört çeşit boya kullanılmıştır. Bu boyalara ait teknik veriler Tablo 2'de yer almaktadır.

Tablo 2. Gemi onarımında kullanılan boya tiplerinin özellikleri

Boya Özellikleri	Boya A	Boya B	Boya C	Boya D
Yaş Film Kalınlığı (µm)	175	262,5	118	224
Kuru Film Kalınlığı (µm)	100	105	40	150
Teorik Kaplama Alanı (m^2/l)	5,7	4,3	8,75	4,47
Boyama Alanı (m^2)	670	500	170	670
Tüketim (l)	120	400	40	512
VOC Miktarı (g/l)	445	518	565	283
Hacimce Katı Madde Oranı (%)	57	40	35	67

Tablo 2'ye göre toplamda 2010 m^2 alan 1072 litre atıkla boyanmıştır. Harcanan bu toplam boyadan açığa çıkan VOC's miktarları aşağıdaki formüllere göre hesaplanmıştır.

$$[EVOC_i^k]_j^x = [Q_{\rho_{VOCi}} \left(\frac{VOC_i}{100}\right)\left(1 - \frac{CE_i}{100}\right)]$$

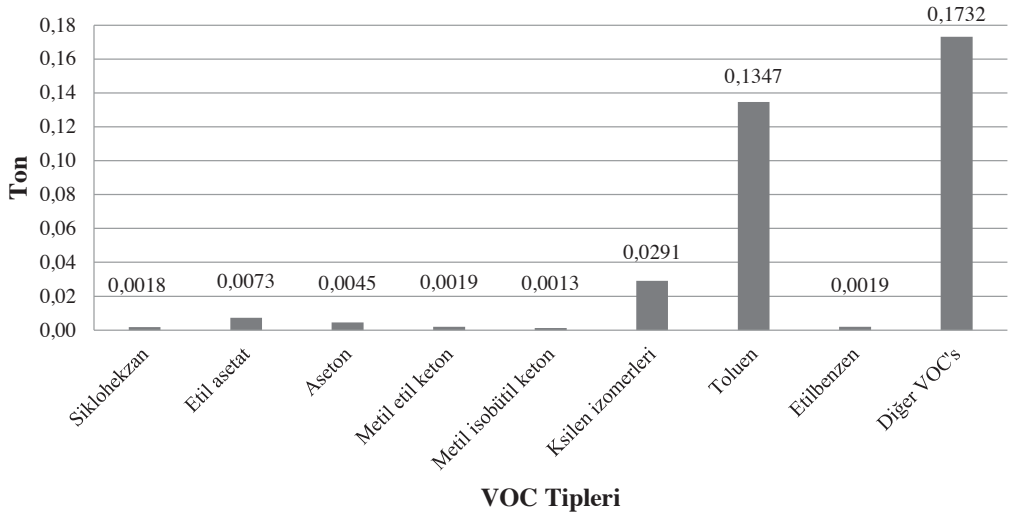
$$[ETVOC^k]_j^x = \sum [Q_{\rho_{VOCi}} (\frac{VOC_i}{100}) \, (1 - \frac{CE_i}{100})]$$

Burada;
i: kirletici tipi
j: yüzey tipi
k: boya tipi
x: gemi tipi
EVOC: x tipi geminin tekne yüzeyine uygulanan boyadan açığa çıkan emisyon
ETVOC: x tipi geminin j tipi yüzeyine uygulanan boyadan açığa çıkan toplam EVOC
Q: m^2 başına kullanılan toplam kaplama miktarı
ρ: VOC tipinin yoğunluğu
VOC_i: VOC tipinin toplam VOC miktarı içindeki oranı
CE_i: kirleticinin kontrol katsayısı

2. SONUÇ VE ÖNERİLER

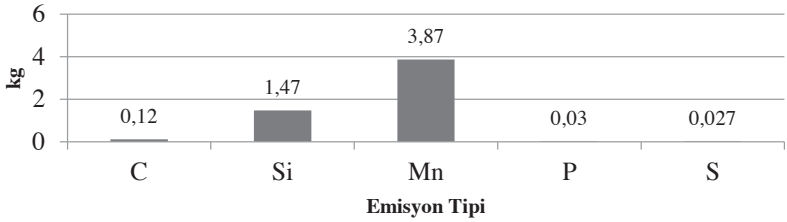
Çalışmada öncelikle onarım esnasında kullanılan boyaların açığa çıkardığı toplam VOC emisyonları hesaplanmıştır. Bu amaçla toplam VOC miktarı içinde hangi VOC tiplerinin olduğu bulunmuş ve hesaplamalar buna göre ayrıntılı olarak yapılmıştır.

Toplam sekiz tip VOC tanımlanmıştır [15]. En büyük paya sahip bu emisyonlar toluen (37,87 %), ksilen izomerleri (8,17 %), etil asetat (2,04 %), aseton (1,27 %), metil etil keton (0,54 %), etil benzen (0,54 %), siklohekzan (0,52 %) ve metil isobütil keton (0,36 %) olarak bilinir. Geri kalan 48,69 %'luk kısım ise diğer VOC emisyon tipleri tarafından oluşturulmaktadır. Yapılan hesaba göre elde edilen sonuçlar Şekil 1'de sunulmaktadır.



Şekil 1. Boya işlemi sırasında açığa çıkan VOC tipleri

Bütün bakım/onarım sürecinde gemiye uygulanan kaynak türü gaz altı kaynağı olup 1,2 mm çaplı Hyundai marka SF-71 türü rutil gaz altı özlü kaynak teli kullanılmıştır. Kullanılan toplam tel miktarı 300 kg. olup toplamda 320 kg. CO_2 gazı koruyucu gaz olarak kullanılmıştır. Katalogdan elde edilen bilgilere göre bu miktarda kaynak telinin kullanılması sonucunda ortaya çıkan ve telin içeriğinde bulunan belli başlı parçacıkların yaklaşık değeri Şekil 2'de sunulmuştur.



Şekil 2. Kaynak işlemi sırasında açığa çıkması beklenen kirletici tipleri

Bu miktarlar, kaynak telinin tamamının kaynak işlemi sırasında kayıpsız bir şekilde kullanıldığı varsayılarak hesaplanmıştır. Havaya karışan gerçek değerlerde kaynak işlemine ve dış koşullara bağlı olarak farklılıklar görülebilir.

Bu gaz emisyonların haricinde toplamda çapı 18 cm. olan yüzey taşlama taşlarından 15 adet 5 cm. kalana kadar, çapı 11 cm. olan yüzey taşlama taşlarından 10 adet 3 cm. kalana kadar kullanılmıştır. Buna göre toplam 25 adet yüzey taşlama taşı katı atık olarak ortaya çıkmıştır. Onarım sırasında raspa işlemi için ise yaklaşık 26 ton grid kullanılmış ancak geri toplanan grid miktarı 19 ton civarındadır. Buna göre 7 ton civarında grid çevreye katı atık olarak karışmaktadır.

Küçük boyutlu bir yolcu gemisinin onarımında bile toplam 0,35 ton VOC; 5,5 kg kaynak dumanı ve 7 ton katı raspa atığı açığa çıkmaktadır. Yolcu gemilerinin kargo gemilerine kıyasla çok daha küçük ve narin oldukları hesaba katıldığında ve sıradan bir tankerin onarımı sırasında bu atıklardan çok daha yüksek miktarlarda oluşacağı da düşünülürse dünya çapındaki onarım tersanelerindeki süreçlerin çevreye verebileceği potansiyel zararlar büyük boyutlara ulaşmaktadır. Bu zararlı atıkların azaltılması için boya ve kaynak işleminin olabildiğince kapalı alanlarda yapılması, kaynak işleminin otomatik sistemlerce uygulanması, kaynak dumanının özel hazırlanan sistemler tarafından çekilerek işçilerin kaynak dumanına maruziyetlerinin azaltılması ve mümkünse sıfırlanması, raspa işlemi sırasında açığa çıkan atıkların da olabildiğince toplanması ve geri dönüştürülmesi gerekmektedir. Yenilikçi teknolojilerin kullanımının onarım tersanelerinde yaygınlaşması onarım süreçlerinde ortaya çıkan atık ve emisyonların minimize edilmesine katkı sunacaktır.

3. KAYNAKLAR

[1] Akanlar, F.T., Celebi, U.B., Vardar, N., New Automated Technologies in Environmentally Sensitive Shipyards, Second International Conference on Environmental Management, Engineering, Planning and Economics, CEMEPE & SECOTOX Conference, 21-26 Haziran 2009.

[2] Chiu, S.W., Ho, K.M., Chan, S.S., So, O.M., Lai, K.H., Characterization of Contamination and Toxicities of a Shipyard Area in Hong Kong, Environmental Pollution, Vol. 142, pp. 512-520, 2006.

[3] USEPA, Profile of the Shipbuilding and Repair Industry, Office of Compliance Sector Notebook Project, Washington, USA, 1997.

[4] Kura, B., Air Quality Regulations Applicable to Shipyards and Boatyards in the Mid-Atlantic and Gulf-Coast States, MISSTAP, Biloxi, MS, 1998.

[5] Lin, C.M. ve Kenny, K.Y.L., Controlling Volatile Organic Air Pollutants from Industry, Institute of Industrial Engineers, Annual Issue, pp. 41-44, 1996.

[6] Malherbe, L. ve Mandin, C., VOC Emissions during Outdoor Ship Painting and Health Risk Assessment, 1st International Conference on Harbours and Air, 2005.

[7] USEPA, Preferred and Alternative Methods for Estimating Air Emissions from Surface Coating Operations, Vol. III, Chapter 7, 2001.

[8] Kura, B. ve Lacoste, S., Typical Waste Streams in a Shipbuilding Facility, Proceedings of Air & Waste Management Association's 89th Annual Meeting & Exhibition, Nashville, TN, 24-28 Haziran, 1996.

[9] Kura, B., Lea, W.R., Knecht, A., McManis, K., Risk Analysis of the TRI Emissions from the Shipbuilding, Repair and Maintenance Industry, Proceedings of the 1996 Ship Production Symposium, San Diego, CA, 14-16 Şubat, 1996a.

[10] Kura, B., Knecht, A., McManis, K., Lea, W.R., Comparison of Japanese and US Environmental Regulations Impacting Shipbuilding, Ship Production Symposium, San Diego, CA, 14-16 Şubat, 1996b.

[11] Kura, B., Lacoste, S., Saha, S., Multimedia Pollutant Emissions from Shipbuilding Facilities, United States and Japan Natural Resources (UJNR) Conference, Washington D.C., 1998.

[12] Kura, B., Tadimalla, R., Saha, S., Wastewater from Shipyards-Characterization, Minimization and Treatment, Proceedings of the Water Environment Federation, 1998a.

[13] Matczak W. ve Chmielnicka J., Methods for Determining Soluble and Insoluble Cr III and Cr IV Compounds in Welding Fumes, Polish Journal of Occupational Medicine, Vol. 2(4), ss. 376-388, 1989.

[14] Hewett, P., Estimation of Regional Pulmonary Deposition and Exposure for Fumes from SMAW and GMAW Mild Stainless Steel Consumables, Am Ind Hyg Assoc J., Vol 56, Issue 2, ss. 136-142, 1995.

[15] NPI, Emission Estimation Technique Manual for Surface Coating Process Description and Emissions, National Pollutant Inventory, Queensland Department of Environment, Australia, 1999.

GEMİ ROTALAMA VE ÇİZELGELEME ÇALIŞMALARI ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA

Burak YALIN[1] ve Remzi FIŞKIN[2]

ÖZET

Bu çalışma; gemi rotalama (routing) ve zamanlama (scheduling) konusu üzerine 36 farklı dergide 1954 ve 2016 yılları arasında yayınlanan 92 adet makaleden toplanan verilerin içerik ve istatiksel analizi yöntemiyle incelenmesi ile oluşturulmuştur. Bu çalışmada makaleler, yazar isimleri, yazarların bağlı olduğu kurumlar, yayınlanan makalelerin ülkelere göre dağılımı, makalelerin yayınlandığı dergiler, problem çözümü için kullanılan yöntemler, makalelerin anahtar kelimeleri ve ana konusu gibi kategoriler altında incelenmiştir. İlgili konuda araştırma yapacak araştırmacılara katkı sağlaması amacıyla yapılmış olan bu çalışma neticesinde, en çok kullanılan anahtar kelimelerin; Deniz Taşımacılığı (Maritime Transportation) (34), Gemi Rotalama ve Çizelgeleme (Ship Routing and Scheduling) (23) ve Çizelgeleme (Scheduling) (14) olduğu ortaya çıkmıştır. İlgili konu hakkında en çok makaleye katkı sağlayan yazar Kjetil Fagerholt (20), en çok makalenin yayınlandığı ülke 29 makale ile Norveç ve en çok yayın yapan kuruluş 28 makale ile Norwegian University of Science and Technology olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gemi Rotalama, Gemi Çizelgeleme, Deniz Taşımacılığı

1. Giriş

20. yüzyıl başlarında endüstrileşmedeki gelişim ve ham maddeye olan talebin artışı ile birlikte; deniz taşımacılığı, kıtalar arası büyük miktarlarda yük taşınması hususunda temel taşımacılık yöntemi haline gelmiştir. İlk başlarda sadece ham maddelerin taşınmasına odaklanılsa da, diğer taşımacılık yöntemlerinin masrafları ve yetersizlikleri nedeniyle deniz taşımacılığı uluslararası ticaretteki her tür yükün taşınması konusunda taşımacılığın merkezi haline gelmiştir.

Boru hattı taşımacılığı, büyük miktarlardaki yükün uzun mesafeler boyunca taşınmasında deniz taşımacılığından daha ucuz olan tek yöntemdir. Ancak boru hatlarında, sadece sıvı yüklerin sabit rotalarda taşınabilmesinden dolayı çok yönlülükten uzaktır [1]. Bu nedenle, yol ağları ve hava koridorlarındaki fazla yoğunluk nedeniyle deniz yolu taşımacılığı alanında artış gerçekleşmiştir [2].

Denizcilik şirketleri, dünya deniz filosundaki artış ve gemi boyutlarındaki büyümeden kaynaklı optimal filo büyüklüğü, filo uyumu, filodaki her bir gemi için rotalama, çizelgeleme ve en iyi rota seçimi gibi konularda pek çok planlama problemleri yaşamaktadırlar [3].

[1]Dokuz Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Deniz Ulaştırma İşletme Mühendisliği Bölümü, e-posta: burakyalin39@gmail.com
[2]Dokuz Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Deniz Ulaştırma İşletme Mühendisliği Bölümü, Tel: 0232 301 88 14, e-posta: remzi.fiskin@deu.edu.tr

Gemi rotalama ve çizelgeleme problemleri, ticari gemilerin operasyon tarzlarına göre farklılık gösterir. Ticari gemilerde 3 çeşit temel operasyon tarzı bulunmaktadır; 1) Liner, 2) Tramp, ve 3) Endüstriyel [4,5]. Liner gemiler, otobüs hatlarına benzer sabit rota ve çizelgelere göre işletilirler. Tramp işletmelerin gemileri de taksi benzeri bir yapıya sahiptirler. Piyasada mevcut bulunan nakliye işlerinden uygun olanların taşımacılığını yaparlar. Ayrıca bir tramp denizcilik şirketi kârını maksimuma çıkarmak için piyasada bulunan nakliyat opsiyonlarından birkaçına sahip olabilirler. Endüstriyel denizcilikte ise mal sahipleri taşımacılık masraflarından kaçınmak için kendi gemilerine sahip olma yolunu seçerler. Mallar her bir gemiye bölünür, üretim merkezlerinden alınıp varış yerlerine teslim edilir.

Bu çalışmada, gemi rotalama ve çizelgeleme problemleri hakkında 1954 ve 2016 yılları arasında akademik dergilerde yayımlanmış makaleler incelenmiş ve sınıflandırılmıştır. Çalışma gemi rotalama ve çizelgeleme probleminin açıklanması ile başlamakta; metodoloji, istatiksel analizler, grafikler ve bulgularla devam edip sonuç bölümüyle sonlanmaktadır.

2. Gemi Rotalama ve Çizelgeleme Problemleri

Rotalama, limanların gemiler tarafından hangi sıra ile ziyaret edileceğinin belirlenmesidir. Çizelgeleme ise rotalamanın getirdiği zamansal düzenlemelerdir, geminin rotası üzerinde gerçekleşecek çeşitli olayların zamanlarını belirler [6]. Bu bölümde; askeri ve ticari gemilerdeki teknik ve işletimsel problemler mevcuttur.

2.1. Askeri gemi rotalama ve çizelgeleme hakkındaki teknik ve işletimsel problemler

Donanmadaki uygulamaların esasen bazı temel hedeflere uygunluğu aranır. Bu uygulamalardan bir tanesi ise filonun çizelgelenmesi ve geminin hangi rota grubunda hizmet vereceğine karar verilmesidir, buna savaş düzeni denilmektedir [3]. Donanma konusundaki problemlerden bir diğeri ise ikmal için kullanılan yetersiz sayıdaki yakıt tankerlerinin uygun rota ve çizelgelerin belirlenmesidir [7].

2.2. Ticari gemi rotalama ve çizelgeleme hakkındaki teknik ve işletimsel problemler

Endüstriyel taşımacılıkta ticari kargolardaki rota ve çizelgeleme, gemi filosunun masraflarının en aza indirilimesi amaçlamaktadır [2]. Liner ve tramp taşımacılık adı altında iki başlıkta incelenmektedir.

3. Metodoloji

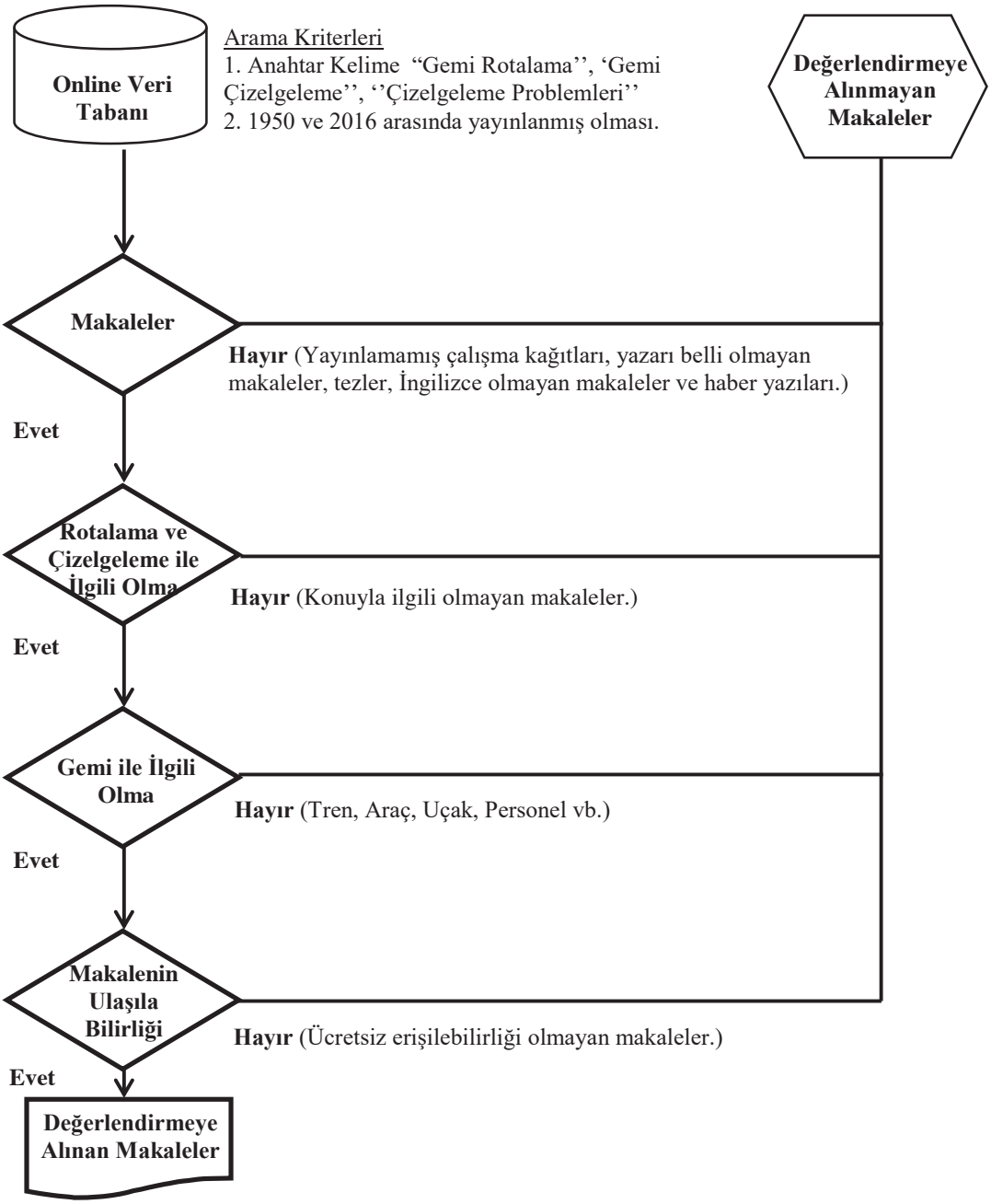
Literatür araştırması, araştırma projelerinin önemli parçalarından bir tanesidir. Bilgi tabanı oluşturulmasını ve literatürün tamamının saptanıp değerlendirilmesini amaçlar. Ayrıca bu

tür çalışmalar konunun iç yüzünün anlaşılabilmesi için uygun kanıtlar sunar ve bir rehber olarak kullanılır [8]. Literatür taramaları genellikle aşağıdaki 3 yol kullanılarak oluşturulur; (1) Uygun anahtar sözcüklerin belirlenmesi, (2) literatürün taranması ve (3) analizin tamamlanması.

Bu çalışmanın amacı, gemi rotalama ve çizelgeleme hakkında yayımlanmış makalelerin incelenmesi ve konunun gözden geçirilmesidir. Veriler seçilmiş makalelerden belirli kategoriler altında toplanıp içerik analizi metoduyla özetlenir ve araştırmacıların kullanımına sunulur.

İlk olarak uygun arama kriterleri belirlenmiş ve çeşitli denemeler sonucunda ‘‘Gemi rotalama’’, ‘’Gemi çizelgeleme’’ ve ‘‘Çizelgeleme problemleri’’ anahtar sözcükler olarak belirlenmiştir. Bu anahtar kelimeleri içeren makalelerin tespiti için Elsevier, Scopus, Springer ve Informs gibi geniş veri tabanları taranmıştır. Bulguladan yazarı belli olmayan makaleler, yayımlanmamış çalışma kağıtları, haber yazıları ve İngilizce olmayan makaleler çıkarılmıştır. Mevcut makaleler incelenerek ‘’rotalama ve çizelgeleme’’ ile ilgili olanlar çalışmaya dahil edilmiştir. Ancak incelemenin sonucunda bu makalelerden bazılarının demir yolu, araç ve personel çizelgelemesi gibi konuları içerdiği tespit edilmiş ve değerlendirmeden çıkarılmıştır. Makalelerin çalışmaya seçilme kriterleri Şekil 1’de gösterilmektedir.

Sonraki aşamada makalelerden elde edilen veriler yayımlandığı dergi, yayımlanma yılı, yazar adı, yazar sayısı, kurum, ülke ve anahtar kelimeler şeklinde kategorize edilmiş ve Microsoft Office Excel programı kullanılarak veri girişi yapılmıştır. Daha sonra veriler IBM SPSS 20.0 programına transfer edilmiş ve frekans analizi kullanılarak kategoriler hakkında tablo ve grafikler oluşturulmuştur.



Şekil 1. Makalelerin seçilme kriterleri şeması.

4. Bulgular

4.1. Yayın istatistikleri

Analizin sonucunda seçilen 92 makelenin 60'ının (yaklaşık olarak seçilmiş makalelerin %65'lik kısmı), 10 akademik dergi tarafından yayımlandığı görülmektedir. İlgili konu hakkında en çok yayım yapan 10 akademik dergi Tablo 1' de gösterilmiş olup tablo incelendiğinde Maritime Policy & Management ve Transportation Science akademik dergilerinin tablonun en üstünde yer aldığı tespit edilmiştir. Ayrıca ''gemi rotalama ve çizelgeleme''nin taşımacılık ve lojistik alanında temel akademik dergilerde önemli bir araştırma konusu haline geldiği belirlenmiştir.

Tablo 1. Dergilerin frekans analizi.

Akademik Dergi	**Sıra**	**(f)**	**(%)**	**(C%)**
Transportation Science	1	11	12,0	12,0
Maritime Policy & Management	2	9	9,8	21,7
Operational Research Society	3	7	7,6	29,3
Transportation Research	4	7	7,6	37,0
Annals of Operations Research	5	5	5,4	42,4
European Journal of Operational Research	6	5	5,4	47,8
Computers & Operations Research	7	4	4,3	52,2
INFOR	8	4	4,3	56,5
Naval Research Logistics Quarterly	9	4	4,3	60,9
UMI	10	4	4,3	65,1
Diğer	26	32	34,9	100
Toplam	**36**	**92**	**100**	

Konu ile ilgili yayın trendi Şekil 2 ve Tablo 2'de gösterilmektedir. Yıllar içinde konunun araştırmacılar tarafından giderek ilgi gördüğü ve trendin yükseldiği görülmektedir. Özellikle 2000'li yılların başından itibaren dikkat çeken bir yükselme göze çarpmaktadır. Burada bilgisayar teknolojisinin giderek ilerlemesi ve buna paralel esnek hesaplama tekniklerinin uygulanabilirliğinin artmasının etkili olduğu düşünülmektedir.

Şekil 2. Yıllar içinde yayın trendi

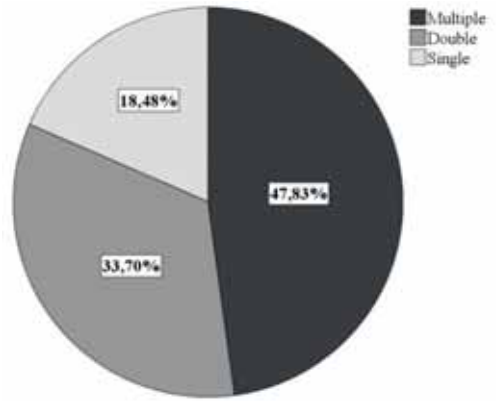
Tablo 2. Yıllar içinde yayın trendi frekans analizi

Year	**(f)**	**(%)**	**(C%)**
2011-2016	25	27,2	27,2
2006-2010	25	27,2	54,4
2001-2005	14	15,2	69,6
1996-2000	7	7,6	77,2
1976-1980	5	5,4	82,6
1966-1970	5	5,4	88,0
1986-1990	4	4,3	92,3
1991-1995	3	3,3	95,6
1971-1975	2	2,2	97,8
1950-1955	2	2,2	100
Total	**92**	**100**	

4.2. Yazar istatistikleri

Yazar verilerin frekans analizi sonucunda, makalelere katkıda bulunmuş toplam 161 yazardan sadece %16'sının birden fazla makaleye katkıda bulunduğu görülmüştür. Kalan 136 yazar ise sadece birer makaleye katkı sağlamıştır. Ayrıca makalelerin yazar sayıları incelendiğinde yaklaşık olarak makalelerin %50'sinin ikiden fazla yazar tarafından

oluşturulduğu görülmektedir. Bununla birlikte %18 kısmının tek yazarlı makaleler olduğu tespit edilmiştir. Makalelerdeki yazar sayılarının dağılımı Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 3. Makalerin yazar sayılarının dağılımı.

Buna ek olarak, Tablo 3 incelendiğinde "Kjetil Fagerholt", "Marielle Christiansen", "Bjørn Nygreen" ve "David Ronen" gibi isimlerin konu hakkındaki en üretken yazarlar listesinin üst sıralarında oldukları görülmektedir.

Tablo 3. Yazarların frekans dağılımı.

Yazar	**Rank**	**(f)**	**(%)**	**(C%)**
Kjetil Fagerholt	1	20	8,4	8,4
Marielle Christiansen	2	14	5,9	14,3
Bjørn Nygreen	3	10	4,2	18,5
David Ronen	4	9	3,8	22,3
Jarl Eirik Korsvik	5	4	1,7	23,9
A. N. Perakis	6	3	1,3	25,2
Geir Brønmo	7	3	1,3	26,5
Gilbert Laporte	8	3	1,3	27,7
Henrik Andersson	9	3	1,3	29,0
Lars Magnus Hvattum	10	3	1,3	30,3
Diğer	151	166	69,7	100
Toplam	**161**	**238**	**100**	

4.3. Mensubiyet istatistikleri

Makalelerin mensubiyetleri ile ilgili SPSS proramında yapılan frekans analizi sonucunda kurumların bulundukları ülkeler tespit edilmiş ve Şekil 4'te harita üzerinde gösterilmiştir. Ayrıca bu harita üzerinde ülkeler tarafından yayımlanan makalelerin sayısı ile ilgili bir özet de sunulmaktadır.

Katkıda bulunan kuruluşların en yoğun olduğu ülkelerin Norveç ve ABD olduğu görülmüştür. "Norwegian University of Science and Technology" değerlendirmeye alınan makalelerin yaklaşık olarak %30 luk kısmına denk gelen 28 makale ile en aktif kuruluş olmuştur. Onu 3 makale ile "Georgia Institute of Technology and University of Missouri" izlenmektedir. En çok katkı sağlayan organizasyonlar Tablo 4'te, bu organizayonların ülkelere göre dağılımı ise Tablo 5'te gösterilmektedir.

Şekil 4. Katkı sağlayan organizasyonların coğrafi dağılımı.

Tablo 4. En çok katkı sağlayan organizasyonlar.

Organizasyon	**Sıra**	**(f)**	**(%)**	**(C%)**
Norwegian University of Science and Technology	1	28	30,4	30,4
Georgia Institute of Technology	2	3	3,3	33,7
University of Missouri	3	3	3,3	37,0
Carnegie Mellon University	4	2	2,2	39,1
Korea Maritime University	5	2	2,2	41,3
National Cheng Kung University	6	2	2,2	43,5
Naval Postgraduate School	7	2	2,2	45,7
Pontifical Catholic University of Valparaíso	8	2	2,2	47,8
The Johns Hopkins University	9	2	2,2	50,0
The Royal Institute of Technology	10	2	2,2	52,2
Diğer	42	44	47,8	100
Toplam	**52**	**92**	**100**	

Verilerin analizi sonucunda 29 makale (yaklaşık olarak seçilmiş makalelerin %32'lik kısmı) ile Norveç en çok katkı sağlayan ülke olmuştur. Onu 26 makaleye katkı sağlayan ABD izlemektedir ve bu iki ülke bütün makalelerin % 60'lık kısmına katkı sağlamıştır. Analiz sonucunda elde edilen diğer bir bulgu ise en çok katkı sağlayan yazarların ve kurumların Norveç'te bulunmasıdır.

Tablo 5. Katkı sağlayan kurumların coğrafi dağılımı.

Ülke	**Sıra**	**(f)**	**(%)**	**(C%)**
Norveç	1	29	31,5	31,5
ABD	2	26	28,3	59,8
İngiltere	3	4	4,3	64,1
Güney Kore	4	4	4,3	68,5
Tayvan	5	4	4,3	72,8
Danimarka	6	3	3,3	76,1
İsveç	7	3	3,3	79,3
Avustralya	8	2	2,2	81,5
Brazilya	9	2	2,2	83,7
Şili	10	2	2,2	85,9
Japonya	11	2	2,2	88,0
Singapur	12	2	2,2	90,2
Kanada	13	1	1,1	91,3
Cin	14	1	1,1	92,4
Yunanistan	15	1	1,1	93,5
Israil	16	1	1,1	94,6
Kuveyt	17	1	1,1	95,7
Hollanda	18	1	1,1	96,7
Portekiz	19	1	1,1	97,8
Suudi Arabistan	20	1	1,1	98,9
Tayland	21	1	1,1	100,0
Toplam	**21**	**92**	**100**	

4.4. Anahtar kelime istatistikleri

Diğer analizlerde olduğu gibi en sık kullanılan anahtar kelimelerin tespiti için de SPSS programının frekans analizi metotu kullanılmıştır. Toplam 165 farklı kelime grubundan en çok kullanılan 10 anahtar kelime Tablo 6'da gösterilmektedir. Bu analiz, kelimelerin farklı söylenimleri ve tekillik/çoğulluk durumları dikkate alınarak mümkün olacak en iyi sonucu elde edecek şekilde kelimeler düzenlenerek yapılmıştır. Analiz sonucunda ''Deniz Taşımacılığı'', ''Gemi Rotalama ve Çizelgeleme'', ''Çizelgeleme'' ve ''Gemi Çizelgeleme'' gibi kelime gruplarının en popüler anahtar kelimeler olduğu belirlenmiştir.

Tablo 6. Anahtar kelimeler frekans analizi.

Anahtar Kelimeler	**Sıra**	**(f)**	**(%)**	**(C%)**
Deniz Taşımacılığı	1	34	9,5	9,5
Gemi Rotalama ve Çizelgeleme	2	23	6,4	15,9
Çizelgeleme	3	14	3,9	19,8
Gemi Çizelgeleme	4	14	3,9	23,7
Liner Taşımacılık	5	13	3,6	27,3
Rotalama	6	13	3,6	30,9
Tamsayı Programlama	7	12	3,3	34,3
Toplama ve Sevkiyat	8	8	2,2	36,5
Tanker Çizelgeleme	9	8	2,2	38,7
Gemi Rotalama	10	6	1,7	40,4
Diğer	155	214	59,6	100
Toplam	**165**	**359**	**100**	

5. Sonuçlar

Analizler sonucunda 2000 yılı sonrasında gemi rotalama ve çizelgeleme hakkında yayımlanan makalelerde artış görülmektedir. Deniz ticaretindeki artışla da beraber önemli araştırma konularından biri olmaya başlamıştır. Bu çalışmada bibliyometrik analiz aracı kullanılarak seçilen makalelerin yayımlandığı akademik dergi, mensubiyet, yazar ve anahtar kelimeleri hakkında istatistik veriler elde edilmeye çalışılmıştır. Çalışmanın amacı gemi rotalama ve çizelgeleme alanında çalışma yapacak araştırmacılara literatür taraması ve analizler ile yardımcı olmaktır.

Bununla birlikte çalışmanın sonucunda ilginç bulgular ortaya çıkmıştır. Yayımlanan makalelerin ülkeler göre dağılımına bakıldığında ilk sırayı Norveç almaktadır. Norveç'i de ABD izlemektedir. En çok makaleye katkı sağlayan kuruluş ise Norwegian University of Science and Technology'dir. Norveç ve ABD'nin ilgili konu hakkındaki makale sayıları karşılaştırıldığındaysa makale sayılarının birbirine çok yakın olduğu ancak bu katkının, Norveç'te sadece bir kurum üzerinde yoğunlaşırken ABD'de ülke genelinde birçok kurumdan geldiği görülmüştür.

Analizler sonucunda; 'Deniz Taşımacılığı', 'Gemi Rotalama ve Çizelgeleme', 'Çizelgeleme' ve 'Gemi Çizelgeleme' gibi kelime gruplarının en popüler anahtar kelimeler olduğu ve Kjetil Fagerholt, Marielle Christiansen, Bjørn Nygreen ve David Ronen gibi isimlerin konu hakkındaki en üretken yazarlar oldukları tepit edilmiştir.

Kaynaklar

[1] Christiansen, M., Fagerholt, K., Nygreen, B. ve Ronen, D., "Maritime Transportation", Handbook in OR & MS, Vol. 14, pp.191-192, 2007.

[2] Christiansen, M. ve Fagerholt, K., "Robust Ship Scheduling with Multiple Time Windows, Naval Research Logistics, Vol. 49, pp.611-612, 2002.

[3] Christiansen, M., Fagerholt, K. ve Ronen, D., "Ship Routing and Scheduling: Status and Perspectives", Transportation Science, Vol. 38, No. 1, pp.1-11, 2004.

[4] Lawrence, S. A., "International Sea Transport: The Years Ahead", Lexington Books, Lexington, 1972.

[5] Al-Hamad, K., Al-Ibrahim, M. ve Al-Enezy, E. "A Genetic Algorithm for Ship Routing and Scheduling Problem with Time Window", American Journal of Operations Research, No. 2, pp.417, 2012.

[6] Ronen, D., "Ship scheduling: The last decade", European Journal of Operational Research, 71, pp.325-333, 1993.

[7] Flood, M. M. "Application Of Transportation Theory To Scheduling A Military Tanker Fleet, Journal of the Operations Research Society of America, 2, No.2, pp.151, 1954.

[8] Tranfield, D., Denyer, D. ve Smart, P. "Towards a Methodology for Developing Evidence-Informed Management Knowledge by Means of Systematic Review, British Journal of Management, 14, pp.207, 2003.

NOISE AND VIBRATION ANALYSIS

OF A TUGBOAT

Cem Taşdemir[1] and Özgür Demir[2]

ABSTRACT

For many years international organizations and class societies carry out studies on improving crew comfort and performance by imposing limitation and restriction to vibration and noise limit. In order to fulfill those requirements empirical and statistical analyses methods widely used in maritime industry to predict noise and vibration level in a ship. In this paper, vibro-acoustic model of a Tractor tug built by Sanmar Shipyards investigated by using statistical energy method. The length and moulded beam of the tugboat is 30.25 m and 13 m, respectively. She gives a bollard pull of 70 tons. Main propulsion consist of a pair Caterpillar 3516C diesel engine, each has a capacity of 2525 kw at 1800 rpm, and each driving with Voith Schneider propeller. Experimental data is gathered when tugboat in the sea trial at %80 of the maximum continues rating to compare analysis results. The objective of the study is to determine the vibration and noise level in the tugboat by using experimental methods.

Keywords: Noise, Vibration, Tugboat

1. Introduction

Accommodation spaces are mostly located directly above or adjacent to engine room in a tugboat because of the dimensional limitation and operational requirements. Due to the design necessity, the noise and vibration coming from the engine room has negative effect on ship acoustic. Source of noise in a tugboat could be divided into four main group which are propulsors, machinery, HVAC and wave interaction, however, the dominant noise source on tugboat are main and auxiliary engines because of combustion process and mechanical forces.

Sound is a pressure wave that radiating from a source in the surrounding medium in parallel direction to the wave movement; hence the sound wave is known as a longitudinal wave. Sound source can generate two type noise and transmission paths: airborne and structure-borne. Airborne sound is directly radiated from the source to the surrounding medium as a longitudinal waves through air and expressed as a sound pressure level (Lp) while structure borne sound is transferred through the hull structure as a flexural waves to the receiver compartment and expressed as a vibration acceleration level (La). Figure 1 represents typical noise and vibration paths in a marine vessel. The noise is unwanted or undesired sound by the recipient which comes from or combination from a variety of source.

1 Sanmar Shipyards, Design Department, Tel: +90 216 458 59 00, e-posta: cemtasdemir@sanmar.com.tr
2 Yıldız Technical University, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Faculty of Naval Architecture and Maritime, Tel: +90 212 383 70 70, e-posta: ozgurd@yildiz.edu.tr

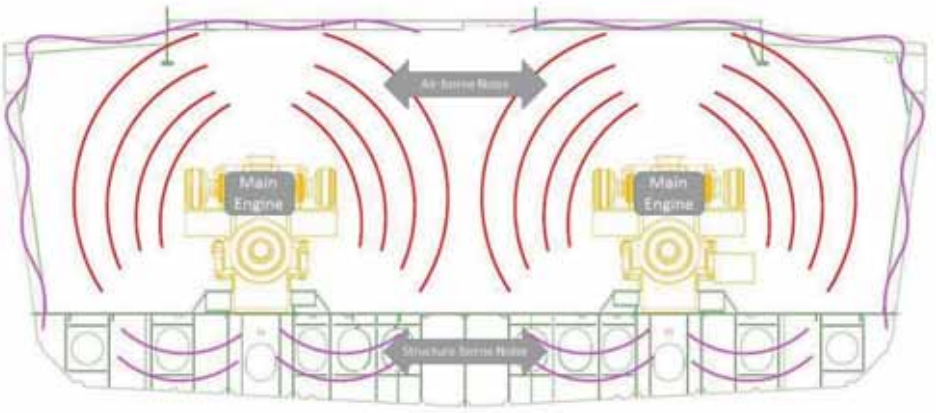


Figure 1. Sound and vibration transmission path

Figure 2 shows that human auditory field is limited with perception and threshold curve from 20 Hz to 20 kHz. Generally out of curve is the frequency and sound pressure level that not perceived from human ear. All frequencies below 20 Hz is called infrasounds while above 20 kHz is called ultrasounds.

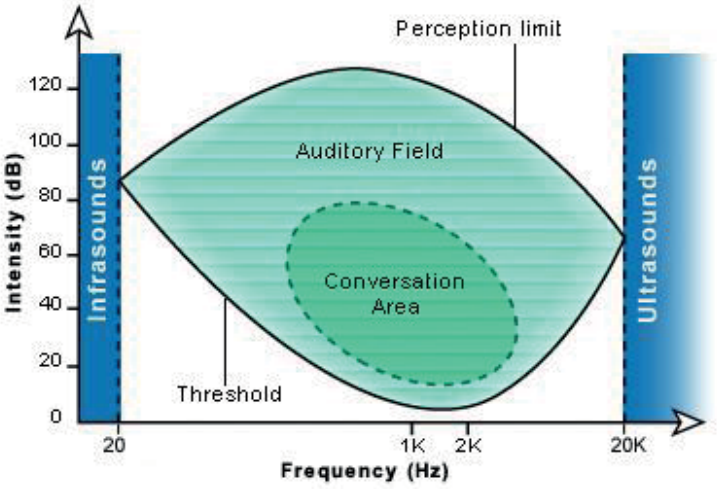


Figure 2. Auditory graphic for human ear [1]

Sound and vibration prediction has carried on with empirical models for conventionally built vessel which has standard design, materials and general arrangement. Developing different production methods, advances in material field and vessels which have several type of different design force to use engineer more realistic approach like Statistical Energy Method. SEA has been frequently using in other engineering field for many years, and in recent years this method come into use predict vibration and noise level in maritime industry.

Diyaroglu et al [2] used statistical energy method to predict sound and vibration level for a yacht. Insulation effect also investigated for ship compartments. Aybek et al [3] simulate noise analysis for 10500 DWT tanker not only with SEA method, but also make measurements on board to validate experiment results. Metin et al [4] make evaluation of noise prediction and analysis for a mega yacht. SEA Method is used to determine sound pressure levels on different compartments with different damping and absorption characteristics. Analysis results is verified with sea trail measurements.

The objective of the study is to determine the vibration and noise level on the vessel with experimental study.

2. Crew Habitability on Workboat

Sanmar Shipyard built Tractor tug has 30.25 m length with a moulded beam at 13 m. She gives a bollard pull of 70 tonnes. Main propulsion consist of a pair Caterpillar 3516C diesel engine, each has a capacity of 2525 kw at 1800 rpm, and each driving with Voith-Schneider propeller (VSP). Figure 3 shows the both 3D model and real model of the vessel.

Figure 3. Some view of tractor tug [5]

The evaluation criteria and measurement techniques are described by American Bureau of Shipping (ABS) in order to obtaining a workboat Habitability notation (HAB(WB)).This notation aim at increasing crew comfort and safety by improving working and living environments. Accommodation areas, whole-body vibration, noise, indoor climate and lighting are the assessment criteria for habitability and this five aspects divided into two main categories, accommodation areas which deal with dimensional and outfitting aspects of cabin, messroom and open deck and ambient environmental aspects of habitability in terms of effect on crew during time of work, leisure and recreation. Particularly this notation impose restriction and determine criteria for the following [6]:

i. Whole-body vibration
ii. Noise
iii. Indoor Climate
iv. Lighting

This paper focus on whole-body vibration and noise.

2.1. Maximum weighted RMS acceleration level for Tugboat

This section implement the limits and methods for vibration level relating to habitability. Standing person position is investigated to find transferred any vibration of frequency to the human body from the vessel. Seated or recumbent person position do not taking into account because of the damping effect of resilient or non-rigid surfaces on seats and beds, these surfaces will mostly reduce level of the transfer of vibration. The Table 1 below is presented maximum vibration limit for the vessel:

Table 1. Maximum weighted RMS acceleration level (Workboats less than or equal to 60 meters in length) [6]

Notation	Frequency Range	Acceleration Measurement	Maximum RMS Level			
			Transit Condition		Dynamic Positioning Condition	
			Accommodation Areas	Work Spaces	Accommodation Areas	Work Spaces
HAB(WB)	1.0-80 Hz	a_w	178 mm/s^2 (5.0 mm/s)	214 mm/s^2 (6.0 mm/s)	178 mm/s^2 (5.0 mm/s)	214 mm/s^2 (6.0 mm/s)

Transit condition and dynamic positioning condition is the condition where the measurements taken. Moving from one location to another is called transit condition, while maintain a workboat position and heading by system is called dynamic positioning. At the measurement point The Multi-Axis Acceleration Value (a_w) is calculated from the root-sums-of-squares of the weighted root-mean-square (RMS) acceleration value for each axis (a_{xw}, a_{yw}, a_{zw}) at the point of measurement using the below formula:

$$a_w = \sqrt{{a_{xw}}^2 + {a_{yw}}^2 + {a_{zw}}^2} \quad (1)$$

Where a_{xw}, a_{yw} and a_{zw} are the weighted RMS acceleration values and is defined by the following formula:

$$a_w = \sqrt{\left(\frac{1}{T}\int_0^T a_w^2(t)dt\right)} \quad (2)$$

The Figure 4 below shows to whole-body vibration measurement application for Voith space in the vessel.

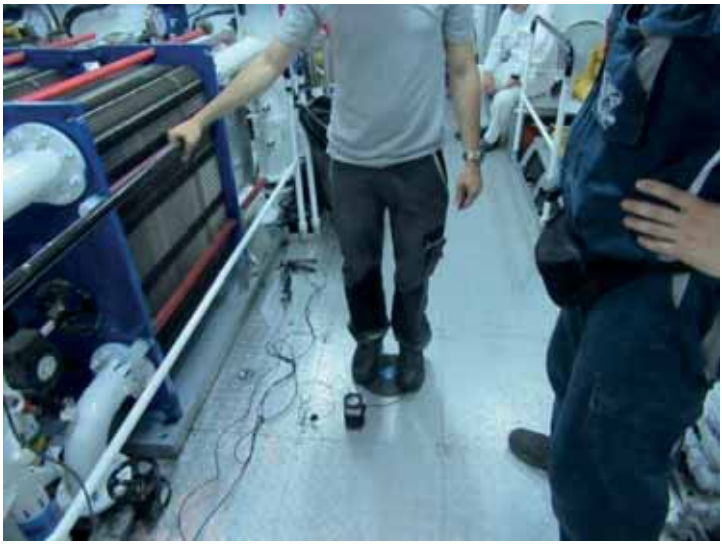


Figure 4. Measurement of whole body vibration in Voith space

2.2. Maximum noise level for Tugboat

Scientific studies show that noise have a negative effect on human in terms of hearing loss, sleepy sickness, lack of concentration and stress. Because of these reasons, noise criteria have been specified to improve crew performance and to facilitate the communication and sleeping. Crew safety and comfort are the target of this improvement. The Table 2 below is presented maximum noise limit for the vessel:

Table 2. Noise criteria for workboats [6]

Space	Maximum Acceptable Noise L_{Aeq} Level dB(A)	
	Transit Condition	Dynamic Positioning Condition
Cabins	60	60
Sanitary Spaces	65	65
Mess Spaces	65	65
Open Deck	75	75
Wheelhouse	65	65
Machinery Control Room	75	75
Galley	75	75
Laundry	75	75
Continuously Manned Machinery Spaces	90	90
Not Continuously Manned Machinery Spaces	110	110

2.3 Experimental Study

Experimental data is gathered when tugboat in the sea trial for endurance test at service speed condition for six hours. This ensure vessel vibration and sound pressure level to reach steady-state condition. Below Figure 5 shows that vibration and acoustic measurements location and transducer position.

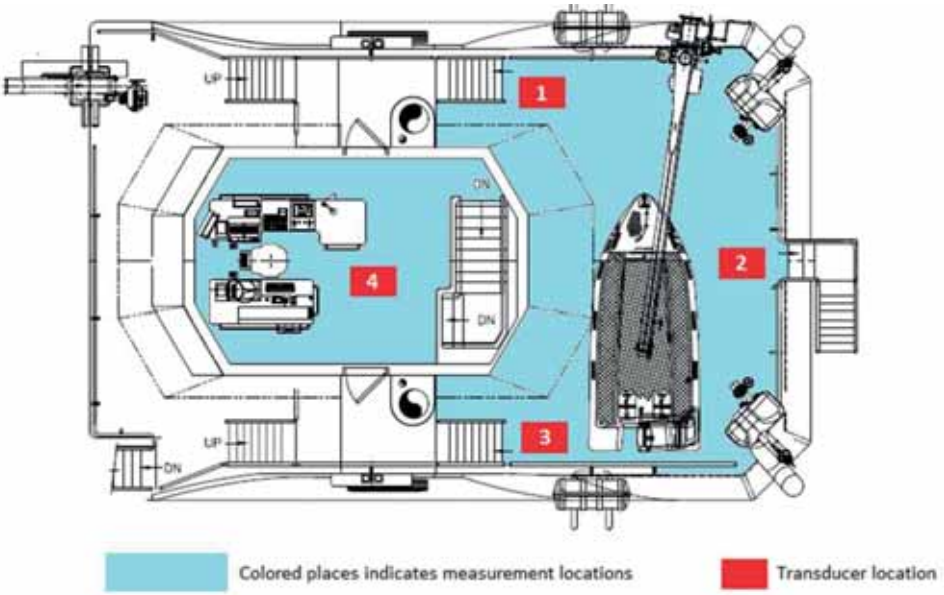


Figure 5. Bridge deck measurement location and transducer position [8]

All necessary equipment and systems for operating of vessel has to be operate under normal conditions during the measurement period. Additionally vessel has to be follow straight route at constant speed when in a depth of water not less than five times to draft.

Table 3. Measurement results for bridge deck [8]

Measurement Location Number	Transit Condition Vibration Level (rms)	HAB(WB) Limit	Transit Condition Noise Level	HAB(WB) Limit
1	152.7 mm/s^2	214 mm/s^2	74.2 dB	75.0 dB
2	162.3 mm/s^2	214 mm/s^2	72.1 dB	75.0 dB
3	154.5 mm/s^2	214 mm/s^2	72.6 dB	75.0 dB
4	149.7 mm/s^2	214 mm/s^2	63.5 dB	65.0 dB

The result of the measurements is presented in Table 3 which shows gathered values are below the limits and acceptable during transit condition.

Heat, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) system is to be running as a normal conditions at the time of measurements. RMS data is recorded for all indicated places at least 3 minutes due to the room size is lower than 40 m^2 and only one measurement position located center of the room.

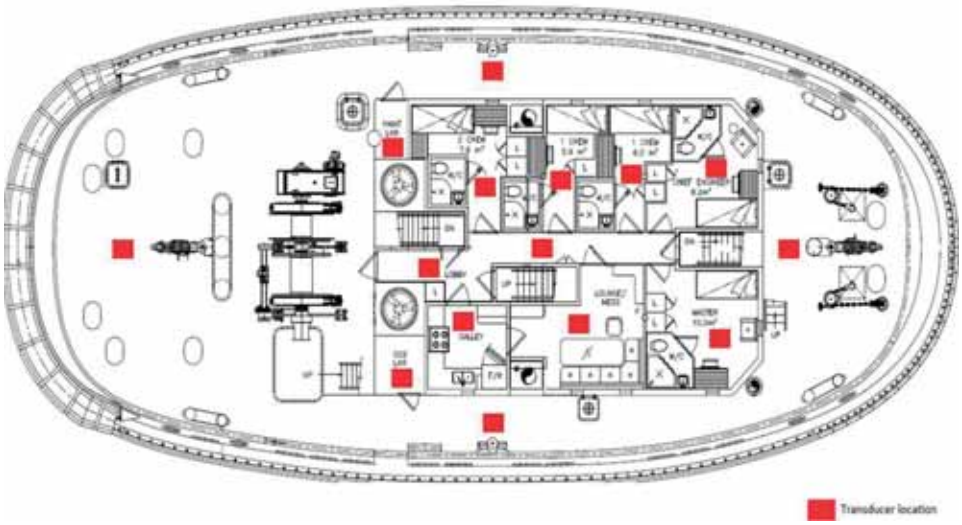


Figure 6. Main deck measurement and transducer position [8]

The Figure 6 above illustrates the measurement location for main deck accommodations space as well as open deck. The microphone shall be located at 1200 mm and 1600 mm from the deck to represent seated and standing person, respectively.

Table 4. Measurements results for main deck [8]

Measurement Location Name	Transit Condition Vibration Level (rms)	HAB(WB) Limit	Transit Condition Noise Level	HAB(WB) Limit
Paint Store	172.5 mm/s^2	214 mm/s^2	74.7 dB	75.0 dB
CO_2 Store	170.4 mm/s^2	214 mm/s^2	75.0 dB	75.0 dB
Deck Officer	160.9 mm/s^2	178 mm/s^2	59.3 dB	60.0 dB
Crew Cabin/WC	164.7 mm/s^2	178 mm/s^2	64.2 dB	65.0 dB
Chief Engineer	163.7 mm/s^2	178 mm/s^2	59.2 dB	60.0 dB
Corridor	165.2 mm/s^2	178 mm/s^2	65.5 dB	75.0 dB
Master Cabin	164.6 mm/s^2	178 mm/s^2	59.2 dB	60.0 dB
Messroom	167.4 mm/s^2	178 mm/s^2	62.6 dB	65.0 dB
Galley	164.5 mm/s^2	178 mm/s^2	65.1 dB	75.0 dB
Aft Open Deck	178.7 mm/s^2	214 mm/s^2	74.2 dB	75.0 dB
Fore Open Deck	177.5 mm/s^2	214 mm/s^2	73.9 dB	75.0 dB
PS Open Deck	173.9 mm/s^2	214 mm/s^2	74.2 dB	75.0 dB
SB Open Deck	175.1 mm/s^2	214 mm/s^2	74.7 dB	75.0 dB

As can be seen in the Table 4 above measurement results stay in the notation limits.

Dominant noise and vibration of source such as main engine, auxiliary engine and propeller area is selected as measurement point. Measurement is perform also for engine control room, workshop and galley store. The below Figure 7 indicates that the measurement point.

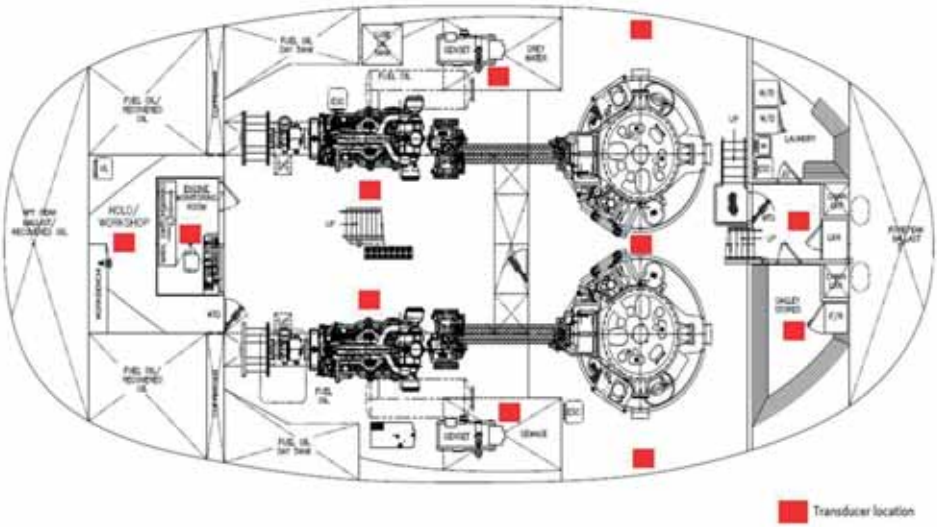


Figure 7. Engine room and Voith spaces measurement location and transducer position [8]

The below Table 5 gives information about measurement results which remains within the limits of the proposed values by class society.

Table 5. Measurements results for engine room and Voith spaces [8]

Measurement Location Name	Transit Condition Vibration Level (rms)	HAB(WB) Limit	Transit Condition Noise Level	HAB(WB) Limit
Monitoring Room	181.4 mm/s^2	214 mm/s^2	74.6 dB	75.0 dB
Galley Store	194.5 mm/s^2	214 mm/s^2	69.5 dB	75.0 dB
Laundry	192.8 mm/s^2	214 mm/s^2	73.0 dB	75.0 dB
Engine Room PS	194.1 mm/s^2	214 mm/s^2	106.7 dB	110.0 dB
Engine Room SB	196.1 mm/s^2	214 mm/s^2	106.8 dB	110.0 dB
Genset SB	197.3 mm/s^2	214 mm/s^2	104.8 dB	110.0 dB
Genset PS	192.7 mm/s^2	214 mm/s^2	105.3 dB	110.0 dB
Workshop	187.6 mm/s^2	214 mm/s^2	74.7 dB	85.0 dB
Voith SB	199.5 mm/s^2	214 mm/s^2	89.0 dB	110.0 dB
Voith PS	203.3 mm/s^2	214 mm/s^2	89.4 dB	110.0 dB
Between Voiths	211.4 mm/s^2	214 mm/s^2	90.2 dB	110.0 dB

3. Conclusion and Future Work

Noise and vibration may lead to human fatigue or fatigue of machinery and equipment. This is result of stringent requirements related to the noise and vibration on ships and marine units.

According to measurement results of both vibration and noise level stay in the limit of notation requirements for SANMAR built Tugboat. For the future work SEA model will be created so that SEA and experimental results will be compared for correlation.

4. Resources

[1] Audiometric curve for a normal hearing subject, Access 09.11.2016

http://www.neuroreille.com/promenade/english/sound/sound.htm

[2] Diyaroğlu Ç.,(2009), "Gemilerde Ana Makine Kaynaklı Titreşim ve Gürültünün Analizi", Master Thesis, YTU Institute of Science, Istanbul

[3] Aybek A.,(2011), "Gemi Hacimlerindeki Gürültü Seviyelerinin Deneysel ve Sayısal İncelenmesi", Master Thesis, YTU Institute of Science, Istanbul

[4] Metin A., (2010), "Mega Yatlarda Gürültü Tahmini", Master Thesis, YTU Institute of Science, Istanbul

[5] Tractor Tug technical data, Access 09.11.2016

http://www.sanmar.com.tr/portfolio-items/vecta/

[6] ABS, (2014), "Crew Habitability on Workboats"

[7] Plunt J. (1980), "Methods for predicting noise level in ships", Report 80-07, Chalmers University of Technology.

[8] SRZ, (2016), "Project Vectra HAB(WB) noise and vibration measurement procedure and final report"

CHARACTERISTICS OF NON-FATAL OCCUPATIONAL ACCIDENTS IN SHIPYARDS

Tolga AYCI [1] and Barış BARLAS [2]

ABSTRACT

Occupational accident risks at shipyards are significantly associated thru individual and workplace factors. In this study, a total of 78 registered non-fatal occupational injuries between the years 2009 to 2016 in a reputable shipyard in Istanbul were investigated. The scope of this work is to form a framework of the non-fatal occupational accidents so that when workers fit in risk window, extra precautions can be taken in order to minimize the occurrence of incidents. Also, it can help to select and define priorities aimed to prevent from occupational injuries. The results reveal that carelessness and action error types are the most risky error types, hand and foot are the most injured body parts, struck by is the most common accident type, and workshop and ship are the most dangerous places in the shipyard.

Key words: Occupational accidents; Turkey; Non-fatal; Shipyard; Safety.

1. Introduction

Shipbuilding is tremendously complex process, in which considerable amount of jobs should be done correspondingly. The treating of steel over the erection processes require the utmost amount of facilities and space in shipyards. After the steel received at the shipyard, it is inspected, sorted, stored, blasted, primed, cut to shape, formed and welded. Respectively, assembly, panel fabrication, block assembly, pre-outfitting, grand assembly, pipe routing, air conditioning, electrical cable fitting, surface preparation and coating jobs are made. Besides, the time between order and delivery restricted and delays are highly penalized, putting pressure onto business, subcontractors, and workers (Barlas, 2012a). Providing a safer environment at shipyards remains as an urgent and important issue to be addressed in recent years. Between the years 2004-2014, 126 workers died from occupational accidents. 77.8% of fatal accidents occurred in Tuzla/Istanbul. In general, the organizations in the shipbuilding area are very complicated. Following the shipbuilding boom between 2005 and 2008, every space in the shipbuilding area is utilized heavily under the time restraints of delivery schedules, for that reason, the frequency of fatal accidents surged by this heavy work agenda. The Turkish shipyards subcontract certain parts of the work. Therefore the workers on shipyards originate from different companies, worsen the work environment and agendas, degenerate the organization, and henceforth manipulate the safety adversely.

1 Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Phone:+902122856464, e-mail: aycit@itu.edu.tr

2 Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Phone:+902122856464, e-posta: barlas@itu.edu.tr

In this study, a total of 78 registered non-fatal occupational injuries between the years 2009 to 2016 in a reputable shipyard in Istanbul were deeply analyzed.

2. Shipbuilding Industry and Shipyard Accidents in Turkey

The shipbuilding in Turkey has been surging within the international shipbuilding industry for almost 20 years. Almost all of the leading shipyards had exported approximately 60 to 100 percent of their shipbuilding output over the past decade. Turkish shipyards are located in Tuzla/Istanbul, Black Sea, Aegean and Mediterranean regions. Most of the shipyards are located in Tuzla/Istanbul area. There are 1.21 million m^2 total amount of shipbuilding area for 45 shipyards in Tuzla/Istanbul area. Deadweight tonnage (DWT) is a measure of how much weight a ship can safely carry. It is the sum of the weights of cargo, fuel, fresh water, ballast water, provisions, passengers, crew and personal belongings. The total capacity of active shipyards in Turkey is 4.2 million DWT, wherein Tuzla/Istanbul region has a big portion of this total capacity. From small size to handy size chemical tankers, container ships, up to Panamax bulk carriers, general cargo ships, tugs, ocean supply vessels, mega yachts, fishing vessels and other types of ships are constructed at Turkish shipyards [1]. Some of the shipyards mainly focused on repair and maintenance service for ships rather than newbuilding. Turkey's repair and maintenance operations reached almost 6 Million DWT [2]. According to world ship completions in 2013, Turkey is the 10th place in world shipbuilding completing 68 ships by 194,000 GT total (SAJ, 2014). Gross tonnage (GT) is a unitless index related to a ship's overall internal volume. It is calculated based on the moulded volume of all enclosed spaces of the ship. It is not a measure of the ship's mass. Providing a safer environment at shipyards remains an important issue to be addressed in recent years.

Table 1. Number of employed workers, fatalities, and fatality rates in Turkish shipyards occurring between 2004 and 2014.

Years	Number of employed	Number of fatalities	Fatality rate (1/100000)
2006	28580	10	35.0
2007	33000	12	36.4
2008	26910	29	107.8
2009	19179	15	78.2
2010	21449	11	51.3
2011	20516	3	14.6
2012	16000	8	50.0
2013	17000	15	88.2
2014	20334	4	19.7
		Σ=107	Avg = 53.5

Between the years 2006-2014, 107 workers died from occupational accidents. Number of employed workers, fatalities, and fatality rates in Turkish shipyards occurring between 2006 and 2014 is given in Table 1. Fatality rate is defined as the number of fatal accidents per 100,000 workers. The average fatality rate of 53.5 in Turkish shipbuilding industry is unacceptably high, being 3.5 times the average of all industry groups in Turkey [3].

3. Characteristics of Non-fatal Occupational Accidents

Factors such as age, work experience, work duration in shipyard, category of the worker, size of the shipyard, type of accident, time of the accident, weather and climate have influence on the severity of occupational accidents [4]. Common causes of occupational accidents are high elevation, flammable and explosive gases, moving machinery, work on/close to haphazard established heavy structures, ship holds and hatches, misuse or failure of equipment, poor ergonomics, being untidy, poor illumination, exposure to general hazards include electricity, work in closed spaces, and inadequate protective clothing.

Classification of human error types used in this study is shown in Table 2. Other human error classification types can be also found in the literature [5, 6]. The accident reasons and the body parts injured comparison matrix is given in Table 4. Although there is no one type of error during the accidents, but the most common accident reason was carelessness error and the second accident reason was action error.

Table 2. Classification of human error types.

Error Type	Definition
Inaccuracy error	Ignoring details, cut corners
Memory and forgetting error	Forgetting the job due to loss of concentration and/or taking a break
Carelessness error	Reaction time problems because of recklessness and unconscious mistakes
Decision error	Accidents due to wrong judgement
Action error	Accidents due to insufficient skills, incorrect actions, lack of skill, knowledge and education, insufficient training
Other	Accidents due to dizziness and drowsiness

Registered non-fatal occupational injuries between the years 2009 to 2016 in a reputable shipyard in Istanbul were investigated. During the given period, a total of 78 incidences were recorded. Accident severity distribution of recorded non-fatal accidents occurring between 2009 and 2016 are given in Table 3. Almost 69% of injuries were minor, 22% were mediocre and only 9% were major. The body parts injured during accidents are given in Table 4. The most common body part injured in non-fatal accidents are the upper

extremity. Considering the human error types, the body parts injured matrix is given in Table 5. The most common error types are carelessness and action errors. In addition, the most common body parts injured are hand, foot and knee. Eyes and face get risky with accidents due to insufficient skills and incorrect actions. Head become at risk due to reaction time problems because of recklessness and unconscious mistakes.

Table 3. Accident severity distribution of non-fatal accidents.

Accident Severity	Incidence Number	Percentage
Minor	54	69.2 %
Mediocre	17	21.8 %
Major	7	9.0 %
	78	100.0 %

Table 4. Body parts injured during non-fatal accidents.

Body Part Injured	Incidence Number	Percentage
Head	14	17.9%
Body	17	21.8%
Upper extremity	30	38.5%
Lower extremity	17	21.8%
	78	100.0%

Table 5. The human error type and body parts injured comparison matrix.

	Body Part	Foot	Knee	Waist	Hand	Chest	Eyes	Head	Back	Face
Error type	**78**	**21**	**8**	**1**	**30**	**3**	**2**	**8**	**1**	**4**
Inaccuracy error	**1**	0	1	0	0	0	0	0	0	0
Carelessness error	**43**	17	4	1	12	3	0	5	1	0
Action error	**31**	4	3	0	16	0	2	2	0	4
Decision error	**2**	0	0	0	2	0	0	0	0	0
Memory and forgetting error	**1**	0	0	0	0	0	0	1	0	0

The non-fatal accident types were sprain, struck by, cutting of a body part and burn. According to Table 6, the most common accident types with the error types were struck by

an object due to carelessness error, and action error. Cutting of a body part due to carelessness error, and action error came second place.

Table 6. Accident type and human error type comparison matrix.

	Accident Type	Sprain	Struck by	Cut	Burn
Error type	**78**	**8**	**48**	**16**	**6**
Inaccuracy error	**1**	0	1	0	0
Carelessness error	**43**	6	29	8	0
Action error	**31**	2	17	8	4
Decision error	**2**	0	0	0	2
Memory and forgetting error	**1**	0	1	0	0

Table 7. Place of the accident and human error type comparison matrix.

	Place of the Accident	Open field	Workshops	Within Ship	Fabrication area
Error type	**78**	**15**	**27**	**20**	**16**
Inaccuracy error	**1**	1	0	0	0
Carelessness error	**43**	10	10	16	7
Action error	**31**	4	16	3	8
Decision error	**2**	0	1	0	1
Memory and forgetting error	**1**	0	0	1	0

Table 8. Accident type and body part injured comparison matrix.

	Accident Type	Sprain	Struck by	Cut	Burn
Body Part Injured	**78**	**8**	**48**	**16**	**6**
Foot	**21**	6	13	2	0
Knee	**8**	1	6	1	0
Waist	**1**	0	1	0	0
Hand	**30**	1	13	12	4
Chest	**3**	0	3	0	0
Eyes	**2**	0	1	1	0
Head	**8**	0	8	0	0
Back	**1**	0	1	0	0
Face	**4**	0	2	0	2

Place of the accident and the human error type comparison matrix is given in Table 7. According to the given table, the four typical places of most dangerous areas in the order of occurrence are workshops, within ship, fabrication area and open field. Accident type and body part injured comparison matrix is given in Table 8. Most common sprain body parts are hand and foot as expected. Usually foot, hand and head struck by, hands cut, and hand and face burn during accidents.

Table 9. Place of the accident and body part injured comparison matrix.

	Place of the Accident	Open field	Workshops	Within Ship	Fabrication area
Body Part Injured	**78**	**15**	**27**	**20**	**16**
Foot	**21**	4	5	9	3
Knee	**8**	3	1	3	1
Waist	**1**	0	0	1	0
Hand	**30**	5	18	2	5
Chest	**3**	0	0	1	2
Eyes	**2**	1	1	0	0
Head	**8**	1	0	4	3
Back	**1**	1	0	0	0
Face	**4**	0	2	0	2

Place of the accident and body part injured comparison matrix is given in Table 9. In the open field, the two common injured body parts are hand and foot. In the workshops, the furthermost injured body part is hand. Within ship, foot and hand are the two common injured body parts. In the fabrication area hand, head and foot are three important body parts injured. Place of the accident and accident type comparison matrix is given in Table 10. The most common accident type is struck by. Then cutting accidents comes second.

Table 10. Place of the accident and accident type comparison matrix.

	Accident field	Open field	Workshops	Within Ship	Fabrication area
Accident Type	**78**	**15**	**27**	**20**	**16**
Sprain	**8**	3	3	2	0
Struck by	**48**	9	10	17	12
Cutting	**16**	3	10	1	2
Fire	**6**	0	4	0	2

The accident severity rates based on error types, body parts injured, accident types, and places of the accident are given in the Tables 11-14.

Table 11. Accident severity rate based on error types.

Error Type	Minor	Mediocre	Major
Inaccuracy error	0	0	1
Carelessness error	31	8	4
Action error	21	8	2
Decision error	1	1	0
Memory and forgetting error	1	0	0

Table 12. Body part injured and accident severity rate.

Body Part Injured	Minor	Mediocre	Major
Foot	18	2	1
Knee	6	0	2
Waist	1	0	0
Hand	17	10	3
Chest	2	1	0
Eyes	0	2	0
Head	7	0	1
Back	0	1	0
Face	3	1	0

Table 13. Accident type and accident severity rate.

Accident Type	Minor	Mediocre	Major
Sprain	5	2	1
Struck by	36	7	5
Cutting	9	6	1
Fire	4	2	0

Table 14. Place of the accident and accident severity rate.

Place of the Accident	Minor	Mediocre	Major
Open field	10	2	3
Workshops	17	10	0
Within Ship	15	3	2
Fabrication area	12	2	2

4. Results and Discussions

An accident in the shipyard is considered a multifaceted event, composed of risks and injuries. Risks are basic component unit of accidents that cause injuries. The data is given in Table 14, in a likelihood matrix of 10 risks (R) and 10 injuries (I). Similar to Conte et al. [7], the list of risks and injuries are as follows:

Risks: Fall of persons: R1 (fall from a height); R2 (slips, trips, falls from the same level). Fall of objects: R3 (by collapse); R4 (by handling); R5 (by detachment). Pierces and cuts: R6. Colliding of persons against objects: R7. R8: being struck by objects. R9: squeeze or trapped between objects. R10: explosions and/or fires.

Injuries: I1: fractures. I2: twists, sprains, strains. I3: slipped disc. I4: concussion and internal trauma. I5: amputations and loss of an eye. I6: penetrating, cutting. I7: superficial trauma. I8: bruises, contusions and crushing. I9: objects in the eyes. I10: burns.

Table 15. Risk-injury matrix of non-fatal occupational accidents.

Risk\Injury		I1	I2	I3	I4	I5	I6	I7	I8	I9	I10
	78	9	7	2	2	1	14	16	18	3	6
R1	18	5	1	2	-	-	-	1	9	-	-
R2	14	1	3	-	-	-	2	3	5	-	-
R3	4	1	-	-	1	-	-	2	-	-	-
R4	6	-	1	-	-	-	2	1	1	1	-
R5	4	-	-	-	1	1	-	1	1	-	-
R6	6	-	-	-	-	-	5	-	-	1	-
R7	4	-	-	-	-	-	-	4	-	-	-
R8	11	2	1	-	-	-	4	3	-	1	-
R9	5	-	1	-	-	-	1	1	2	-	-
R10	6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6

In Table 15 risk-injury matrix of non-fatal occupational accidents in the shipyard is shown. In order to establish a relationship between the activities and the types of injuries, the risk-injury matrix can easily be used to see the unsafe and risky jobs and areas in the shipyard.

In order to putting in order of unsafe places, accident types, error types, and body parts injured, firstly, the multipliers of accident severity rates should be calculated by using the given data in Table 3 and the given formula in Equation 1,

$$RiskFactor = 1 - \frac{Incidence\ Number}{\sum Incidence} \quad (1)$$

The multipliers of minor, mediocre and major injuries are calculated as 0.31, 0.78 and 0.91 respectively. By using the multipliers and the incidence frequencies, the places of high risk, high risk error types, high risk accident types, and body part injured of high risk are given in Table 16 and Table 17. Also the visual representation of risk levels are depicted in Figures 1-2.

Table 16. Risk level of places and accident types.

Place of the Accident	Risk Level	**Accident Type**	Risk Level
Workshops	13.07	Struck by	21.17
Within Ship	8.81	Cutting	8.38
Open field	7.39	Sprain	4.02
Fabrication area	7.1	Fire	2.8

Table 17. Risk level of body parts injured and human error types.

Body Part Injured	Risk Level	**Error Type**	Risk Level
Hand	15.8	Carelessness error	19.49
Foot	8.05	Action error	14.57
Knee	3.68	Decision error	1.09
Head	3.08	Inaccuracy error	0.91
Face	1.71	Memory and forgetting error	0.31
Eyes	1.56		
Chest	1.4		
Back	0.78		
Waist	0.31		

The workshops are the most risky place in shipyards, following the workshops, within ship and open field are come second risky places. Struck by accident type is the most common among, cutting sprain and fire accidents. Hand and foot are the two body parts at high risk, knee and head come second. The most common human error types in Turkish shipyards are carelessness and action errors. These error types are very common for substandard low education level group of workers. Also socially another persistent problem is the over-confident attitude of shipyard workers to warnings.

For the future work, by finding additional shipyard data for non-fatal accidents, this study could be more general. Also, an occupational accidents model based on non-fatal accidents data classified into risk-injury matrix could be established.

Figure 1. Risky body parts and risky places during non-fatal accidents in shipyards.

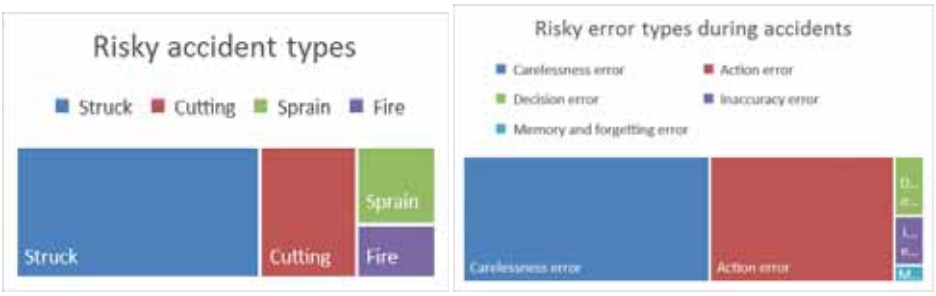


Figure 2. Risky non-fatal accident types and risky error types of non-fatal accidents in shipyards.

5. References

[1] Barlas B. (2012). Occupational fatalities in shipyards: An analysis in Turkey. *Journal of Naval Arch. & Shipbuilding Industry Brodogradnja*, 63 (1), 35-41.

[2] Ministry of Economy, (2014). Shipbuilding Industry. Ankara. http://www.economy.gov.tr/portal/content/conn/UCM/uuid/dDocName:EK-021127

[3] Barlas B., Celebi, U.B. (2014). Occupational accidents in shipbuilding industry (in Turkish). *Naval Architecture and Marine Technology*, 202, 28-39.

[4] Barlas B. (2012). Shipyard fatalities in Turkey. *Safety Science*, 50 (5), 1247-1252.

[5] Suzuki, F., Aonuma, S., Kusugami, K.: "Development, Introduction and Deployment of JR East Version of the 4M4E Analysis Method", JR EAST Technical Review, No: 11, p.50-53, 2008.

[6] Chiba, T., Aonuma, S., Kusugami, T.: "Research on Method of Human Error Analysis Using 4M4E", JR EAST Technical Review, No: 5, p.59-65, 2005.

[7] Conte J.C., Rubio, E., Garcia A.I., Cano, F. (2011). Occupational accidents model based on risk–injury affinity groups, Safety Science 49 (2), 306–314.

DÜNYADA VE TÜRKİYE' DE MEYDANA GELEN BALIKÇI GEMİSİ KAZALARI VE İLGİLİ MEVZUATIN İNCELENMESİ

Alper KILIÇ[1] ve Üstün ATAK[2]

ÖZET

Denizde güvenlikle ilgili olarak geçen yıllar itibariyle farklı kuruluşlar tarafından önemli çalışmalar yapılmıştır. Meydana gelen deniz kazaları incelendiğinde, balıkçı gemileriyle ilgili çok sayıda can, mal ve çevre kayıplarıyla sonuçlanan olayların meydana geldiği görülmektedir. Balıkçılık sektörünü bir iş kolu olarak ele aldığımızda, diğer sektörlere göre oransal olarak dikkate değer biçimde kaza ihtimali bulunmaktadır.

Balıkçılık faaliyetleriyle ilgili çok sayıda gemi kazası meydana gelmesine rağmen, uluslararası ve ulusal ölçeklerde bu kazaları önlemeye veya etkilerini düşürmeye yönelik yaptırımların yeterli olmadığı görülmektedir. Bu çalışmada balıkçı gemileriyle ilgili meydana gelen kazalar ile, uluslararası ve ulusal iş sağlığı ve güvenliği mevzuatı incelenerek, mevcut durum ve alınması gereken tedbirler belirlenmeye çalışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Balıkçı gemileri, deniz kazaları, balıkçı gemileriyle ilgili mevzuat.

1. Giriş

Tarım sektörünün bir alt sektörü olan su ürünleri sektörü, insan yaşamı için gerekli olan hayvansal protein ihtiyacının büyük bir bölümünü karşılamaktadır [1]. Modern araştırmalar balık ve balığın işlenmesinden elde edilen ürünlerin Antikçag ticaretinde ve beslenmesinde önemli bir yere sahip olduğunu ortaya koymaktadır [2].

Balıkçı gemileri, balık avı araçlarının en elverişli şekilde kullanılmasını ve tutulan balığın taşınmasını sağlayan teknelerdir. Bir balıkçı gemisinin teknik özellikleri önem sırasına göre şöyle sıralanabilir: denizcilik, baş-kıç vurma ve dalıp-çıkma, uysallık, çekme kuvveti, değişken hızla az yakıt harcama ve hacim [3]. Balıkçı gemilerinin tasarımlarında, direnç, stabilite, denizcilik ve dalıp-çıkma ile baş-kıç vurma gibi kriterlere dikkat edilmesi gereklidir [4].

Türkiye'nin sahip olduğu büyük su potansiyeline rağmen denizlerden avcılıkla yapılan üretim kıyı balıkçılığına dayanmakta, açık deniz balıkçılığına geçiş sağlanamamaktadır [5]. Son yıllarda Türkiye' de balıkçı ve gezi teknelerinin sayı ve tonajında artış görülmektedir, ancak bu teknelerin çoğu açık denizlerdeki sert rüzgar ve yüksek dalgalara karşı elverişsizdir [6].

1 Bandırma Onyedi Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Denizcilik İşletmeleri Yönetimi Bölümü, Tel:0266 717 01 17, e-posta: alperkilic@bandirma.edu.tr
2 Bandırma Onyedi Eylül Üniversitesi, Uygulamalı Bilimler Fakültesi, Ulaştırma ve Lojistik Bölümü, Tel:0266 717 01 17, uatak@bandirma.edu.tr

Denizcilik sektörünün her bir iş kolu zor koşullar altında çalışmayı gerektiren tehlikeli çalışma şartlarına sahiptir. Nitekim 6331 sayılı İş Sağlığı ve Güvenliği Kanununun (RG: 28339, 20.06.2012) 9 uncu maddesi uyarınca işyerlerinin iş sağlığı ve güvenliği açısından yer aldığı tehlike sınıfları, İş Sağlığı ve Güvenliğine İlişkin İşyeri Tehlike Sınıfları Tebliği (RG: 28509, 26.12.2012) Ek-1'de yer alan İşyeri Tehlike Sınıfları Listesinde, balıkçılık faaliyetleri A.03.1 NACE koduyla tehlikeli bir işkolu olarak belirtilmiştir. Yine Tehlikeli ve Çok Tehlikeli Sınıfta Yer Alan İşlerde Çalıştırılacakların Mesleki Eğitimlerine Dair Yönetmelik (RG: 28706, 13.07.2013) Ek-1' e göre, balıkçılık faaliyetlerinde çalışacak kişilerin işe uygun mesleki eğitim belgelerine sahip olup olmadıklarının Bakanlık (TC Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığı) iş müfettişleri tarafından denetleneceği bildirilmektedir.

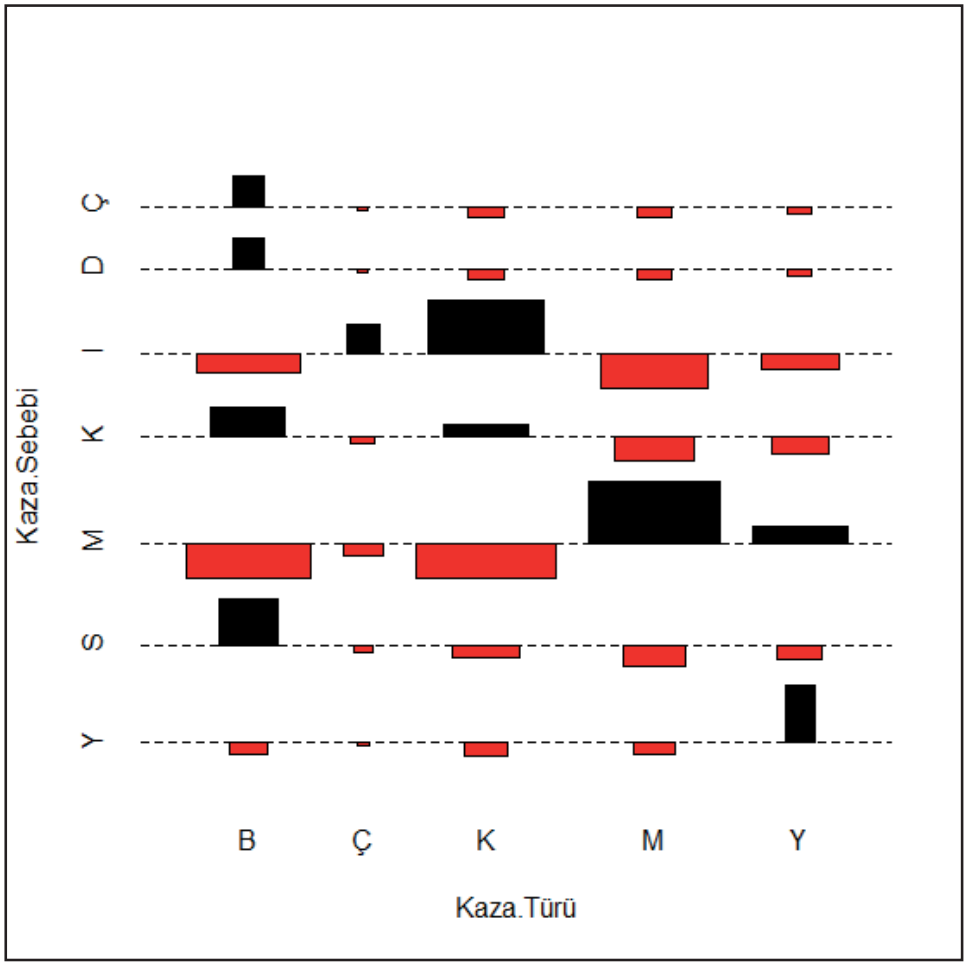
Çalışma koşullarının zorlu ve tehlikeli olmasına rağmen, 394 Sayılı Hafta Tatili Hakkında Kanun (RG: 54, 02.01.1924) Madde 3 uyarınca, balıkçılık faaliyetlerinde çalışan kişiler kanun kapsamında çalışanlara verilen haftada bir gün tatil yapma hakkından müstesna tutulmaktadır. Bu durum özellikle iş kazalarında en fazla sebep olarak gösterilen yorgunluk kaynaklı insan hataları düşünüldüğünde bir tezat oluşturmaktadır. Ticaret gemilerinde personelin çalışma ve dinlenme zamanları ISM Kod tarafından düzenlenmekte ise de, balıkçı gemileri SOLAS ve dolayısıyla SOLAS' a dayanılarak çıkarılan ISM Kod hükümlerinden muaftır. ISM Kod, ulusal mevzuatımızda Uluslararası Emniyet Yönetimi Kodunun Türk Bayraklı Gemilere ve İşletmecilerine Uygulanmasına Dair Yönetmelik (RG: 27389, 27.10.2009) kapsamında uygulanmaktadır.

Akdeniz Genel Balıkçılık Komisyonu (GFCM), 26-28 Ekim 2011 tarihli toplantısında, ehliyet gereksinimlerini basitleştirmek maksadıyla zorunlu çevresel etki değerlendirmesi sağlayan deniz kültürü için spesifik kanunların geliştirilmesini karar altına almıştır [7]. AB balıkçılık konusunda üye ülkelere daha fazla sorumluluk bırakarak, özel sektöre balıkçılık gemilerinin yenilenmesi ve modernize edilmesi için aktarılan kamusal kaynakların giderek azaltılması, bunun yerine gemilerdeki güvenlik ve çalışma koşullarının iyileştirilmesine önem verilmesini kararlaştırmıştır [8].

Ülkemizde özellikle Çanakkale ve İstanbul Boğazlarında gerek gemilerin uğraksız geçişleri ve gerekse şehir içi yolcu taşımacılığı sebebiyle yoğun bir deniz trafiği ve bunun sonucu olarak da kaza riski oluşmaktadır [9]. Bu çalışma kapsamında, meydana gelen balıkçı gemisi kazaları incelenerek, yerel mevzuatımızda balıkçılık faaliyetleri konusundaki 188 farklı kanun, yönetmelik ve tebliğ değerlendirilmiş, balıkçı gemilerinin kazalarıyla doğrudan ilgili bulunan kurallar mercek altına alınmıştır.

2. Dünyadaki Balıkçı Gemisi Kazaları

Dünya çapında çok sayıda balıkçı gemisi kazaları meydana gelmeye devam etmektedir. Örnek teşkil etmesi bakımından, 2016 yılında, 1 Ocak-12 Kasım tarihleri arasında dünya genelinde meydana gelen balıkçı gemisi kazaları Şekil 1' de gösterilmektedir [10]. Bu tarihler arasında toplam 77 adet balıkçı gemisi kazası meydana gelmiştir. Meydana gelen kazaların birliktelik grafiği Şekil 1' de gösterilmektedir.



Şekil 1. Balıkçı gemilerinin kaza sebep ve türleri.

Şekil 1'de kaza türleri, K: Karaya Oturma, M: Makine Arızası, B: Batma, Y: Yangın, Ç: Çatışma olarak, kaza sebepleri de, K: Kötü Hava, M: Makine Arızası, D: Denizde Cisim, Y: Yangın, S: Su Alma, I: İnsan Hatası, Ç: Çatışma olarak gösterilmektedir.

En fazla kaza türü karaya oturma ve makine arızası şeklinde gerçekleşmektedir. Bunlardan sonra sırasıyla batma, yangın ve çatışma türü kazalar meydana gelmiştir. Grafikte siyah olarak gösterilen alanlar, kaza sebep ve türleri arasındaki yoğun ilişkiyi göstermektedir. Buna göre, çatışma, denizdeki cisimler, kötü hava koşulları ve su alma gibi sebepler gemileri batırmaktadır.

Gemilerin su almaları kötü hava koşullarından olabildiği gibi, gemi ve makine dairesindeki açıklıklardan veya boru devrelerindeki sızıntılar vb. gibi durumlardan meydana gelmektedir.

Kaza sebepleri olarak en temel etkenlerin makine arızası ve insan hatası olduğu söylenebilir. Gemilerin çatışması arkasında insan hataları bulunmaktayken, insan hataları aynı zamanda karaya oturmaya sebep olmaktadır. Kötü hava koşulları da karaya oturmaya sebep olmaktadır.

Makine arızaları genellikle gemilerin kontrol dışında kalmaları ve başka bir gemi tarafından limana çekilmeleriyle sonuçlanmakta, bazı makine arızaları da (örneğin tank ve tüp arızaları) yangınla sonuçlanmaktadır.

3. Türkiye' deki Balıkçı Gemisi Kazaları

Deniz kazalarıyla ilgili olarak Ulaştırma Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı Türkiye' nin sahil şeridini yedi bölgeye ayırmaktadır: Antalya, Çanakkale, İstanbul, İzmir, Mersin, Samsun ve Trabzon. Bu bölgelerde 1 Ocak 2001 ila 1 Mayıs 2016 tarihleri arasında meydana gelen tüm deniz kazaları Tablo 1' de listelenmiştir. Tablo 1' deki sonuçlara bakılırsa, her bölgenin balıkçı gemilerinin kazalarıyla ilgili farklı durumlara sahip olduğu söylenebilir. Ancak bölgeler arasında değişmeyen bir etken vardır: balıkçı gemisi kazaları ile ölüm ve yaralanma sayıları, amatör amaçla kullanılan teknelerde çok daha fazla görülmektedir.

Bölgeler bazında bakılacak olursa, gemi kazaları en fazla gemi trafiğinin fazla olduğu İstanbul, Çanakkale ve İzmir bölgelerinde olmuştur. En fazla balıkçı gemisi kazası İstanbul (49), İzmir (38) ve Çanakkale (20) bölgelerinde meydana gelmiştir. Bölgelerin kaza kayıtlarından balıkçı gemisi kazasının toplam gemi kazasına oranına bakıldığında, en fazla kazanın Trabzon (%45), Samsun (%21) ve Mersin (%14) bölgelerinde meydana geldiği anlaşılmaktadır. Amatör balıkçı gemisi kazalarının tüm balıkçı gemisi kazalarına oranına bakılırsa, İstanbul (%90) ve Çanakkale (%90) bölgelerinin başı çektiği söylenebilir.

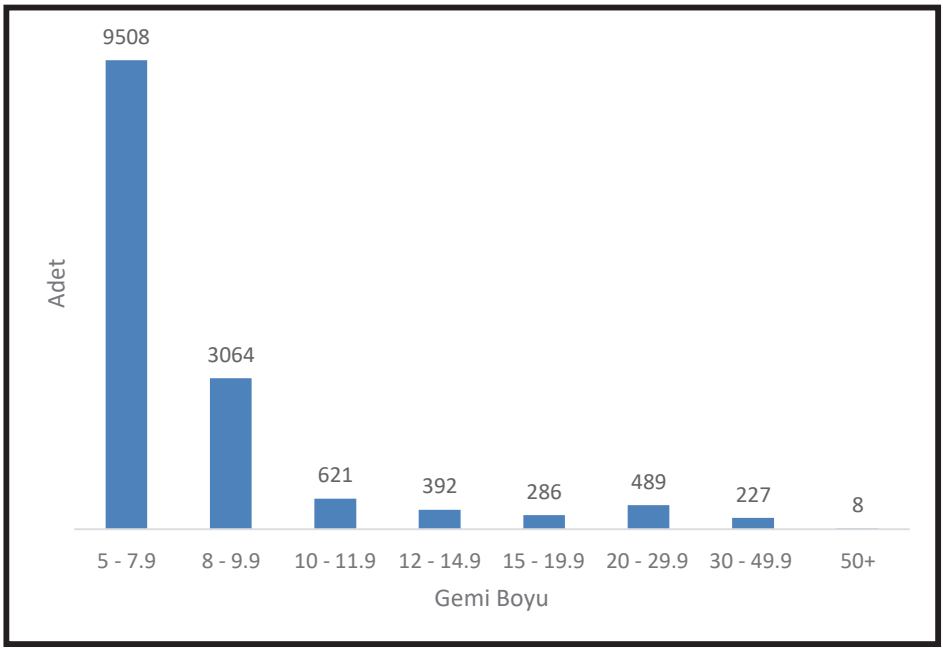
Tablo 1. Türk Karasularındaki gemi kazaları.

Bölge	Kazalar		Yaralı		Hasta		Kayıp		Ölü		Kurtarılan		Diğer Gemi Kazaları	Σ
	Ticari	Amatör	Ticari	Amatör	Ticari	Amatör	Ticari	Amatör	Ticari	Amatör	Ticari	Amatör		
Ant.	4	13	1	1	0	0	0	5	1	5	2	8	111	128

Ç.Kale	2	18	0	0	1	0	0	11	0	12	0	51	325	345
İst.	5	44	0	0	1	0	1	9	0	3	8	90	846	895
İzmir	9	29	2	0	0	0	1	11	3	20	4	33	325	363
Mer.	4	8	0	0	0	4	0	1	1	2	4	10	74	86
Sam.	10	9	0	1	0	0	0	2	4	5	4	9	72	91
Trab.	4	10	0	0	0	0	0	5	1	2	34	10	17	31
Σ	38	131	3	2	1	4	2	44	10	49	56	211	1770	1939

4. Türkiye' deki Balıkçı Gemisi Sayıları

Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK) verilerine göre, 2014 yılında kayıtlı toplam gemi sayısı 14,595 adettir. Bu gemilerin boylarına göre dağılımları Şekil 2' de gösterilmektedir. Kıyı balıkçılığı, günübirlik olup, genelde 5-12 m boyunda ve 10-70 HP gücünde olan balıkçı tekneleriyle yapılmaktadır [11].



Şekil 2. Türkiye' deki balıkçı gemisi sayısı (2014).

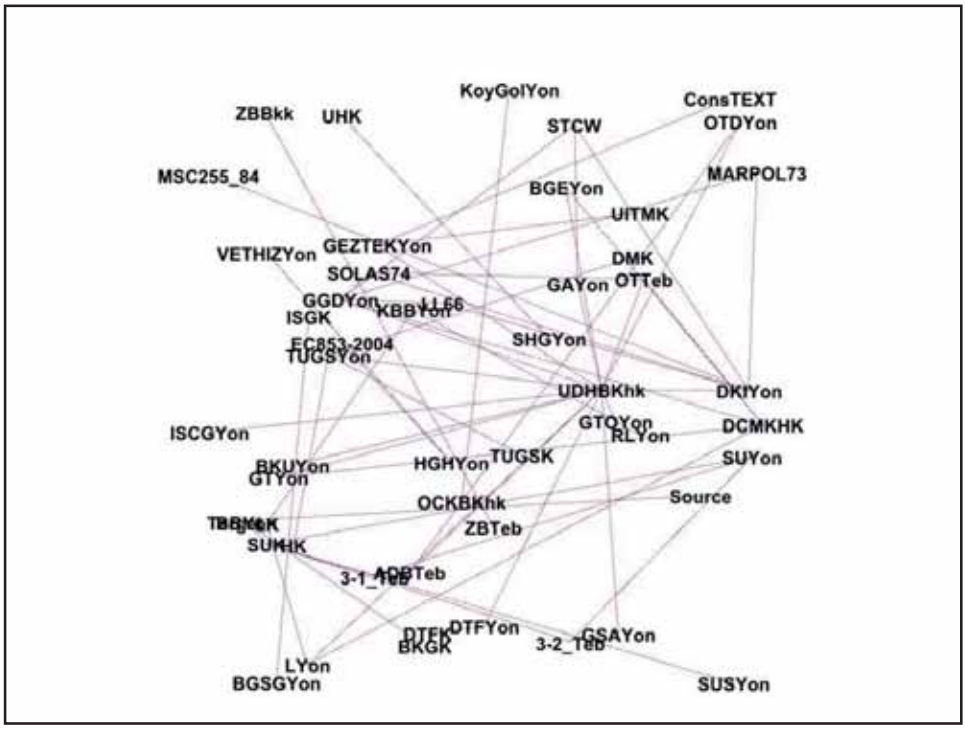
"Balık stokları ile avcılık kapasitesi arasında dengeyi sağlamak, aşırı avcılığı önlemek ve sürdürülebilir balıkçılık amacıyla T.C. Gıda, Tarım ve Hayvancılık Bakanlığı (GTHB) 2012, 2013 ve 2014 yıllarında birer tebliğ yayınlayarak balıkçı gemilerinde geri-alım programı başlatılmıştır. 2012 yılında 12 metre, 2013 ve 2014 yıllarında 10 metre ve üzerindeki balıkçı gemileri kapsama alınmıştır. 2013 sonu itibarıyla toplam 62 milyon TL ödeme yapılarak 364 balıkçı gemisi filodan çıkarılmıştır. 2013 yılındaki ikinci geri-alım programında balıkçı gemisi sahiplerine, gemilerinin avcılıktan çıkarılması karşılığında, gemi boyuna göre destekleme ödemesi yapılmıştır. II. program ile toplam 51 milyon TL ödeme yaparak 446 balıkçı gemisi filodan çekilmiştir. En fazla gemi alımı Marmara (%44), en az gemi alımı da Akdeniz Bölgesinden (%19) yapılmıştır. En fazla 10-20 metre arası balıkçı gemisi (440 gemi), en az da 21-30 metre arası balıkçı gemisi (6 gemi) geri-alımı gerçekleşmiştir. 31 metre ve üzeri balıkçı gemisine sahip olan kişiler programa başvuruda bulunmamıştır. Devredilen gemilerin %9'u trol veya gırgırdır. Balıkçı gemilerini devreden kişilerin %28'si ikinci bir gemiye sahiptir ve geri-alım programı ile atıl ya da karsız çalışan ikinci gemilerini vermişlerdir. Programdan yararlanan balıkçıların %62'si balıkçılık sektöründe çalışmaya devam edeceğini bildirmiştir. Ankete katılan gemi sahiplerinin %27'si geri-alım programından aldıkları destekleme ile yeni bir gemi alma eğilimindedir. Yeni bir gemi almayı planlayan gemi sahiplerinin %66'sı 10 metreden küçük, %6'sı da trol ve gırgır avcılığı yapmak için büyük bir gemi alacaklarını /aldıklarını ifade etmiştir. Programa büyük gemilerin rağbet etmemesi, gemisini veren her 4 balıkçıdan birinin zaten ikinci bir gemi sahibi olması ve atıl olan gemisini programa vermesi, benzer oranda balıkçının programdan aldıkları parayla ikinci bir gemi alma eğiliminde olması sayılabilir" [12].

Filo sınıflarındaki tekne sayısına bakıldığında, 12 m altında kalan yani B ve C sınıfı teknelerin, büyük ölçekli balıkçılık teknelerine göre sayı bakımından oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Bu tekneler, sektörde ekonomik yönden görece daha az etkili olsa da bölge halkı için önemli bir geçim kaynağıdır [13]. Karadeniz'de avlanan teknelerin %82.7'sini boyları 5-10 m arasında değişen, %28.1'ni ise motorların güçleri 1-9 HP arasında değişen küçük tekneler oluşturmaktadır [14].

5. Balıkçı Gemileriyle İlgili Mevzuat

Balıkçılık sektörü ticari, geçim amaçlı ve rekreasyonel (amatör) balıkçılıktan oluşmaktadır. Günümüzde sosyal ve ekonomik şartlar göz önünde bulundurulduğunda ticari amaçla yapılan su ürünleri avcılığına göre amatör maksatlı yapılan su ürünleri avcılığı ve bu çerçevedeki etkinliklerde büyük bir artış olduğu gözlenmektedir. Rekreasyonel balıkçılıkta (RB) lisans rejimlerini incelediğimizde, aslında birçok ülkede kıyıdan, tekneden veya sualtından yapılacak RB için zorunlu lisans sistemi olduğunu görmekteyiz. Kıyıdan yapılacak RB için, Arnavutluk, Fransa, İtalya, Yunanistan, Slovenya ve Türkiye gibi ülkelerde herhangi bir lisans almaya gerek olmadığı tespit edilmiştir. Tekneden yapılacak RB için, çoğu Akdeniz ülkesinde lisans almanın zorunlu olduğu, Slovenya'da günlük ve haftalık biletler alınmak suretiyle avcılık yapılabildiği ve sadece Fransa'da ve Türkiye'de lisans almadan avcılık yapılabildiği görülmektedir. Sualtında yapılacak RB için ise, çoğu Akdeniz ülkesinde lisans almak zorunluyken yalnızca Arnavutluk'ta ve Türkiye'de lisans gerekmemektedir [15].

Ulusal mevzuatımızda balıkçılık faaliyetleri konusundaki 188 farklı kanun, yönetmelik ve tebliğ değerlendirilerek, balıkçı gemileriyle doğrudan ilgili bulunan 50 tanesi Gephi 0.9.1 programıyla analiz edildikten sonra birbirleriyle olan ilişkileri Şekil 3' te gösterildiği gibi ortaya konmuştur.



Şekil 3. Balıkçı gemileriyle ilgili mevzuat ilişkisi.

Balıkçı gemileriyle ilgili network sonuçlarına bakıldığında ağ yapısının merkezinde T.C. Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı' nın Teşkilat ve Görevleri Hakkında Kanun Hükmünde Kararname' nin bulunduğu söylenebilir. Şekil 3' te bulunan kısaltmaların açılımları Tablo 2' de verilmektedir.

Tablo 2. Balıkçı gemileriyle ilgili mevzuat.

3-1_Teb	3/1 Numaralı Ticari Amaçlı Su Ürünleri Avcılığını Düzenleyen Tebliğ (Tebliğ No: 2012/65)
3-2_Teb	3/2 Numaralı Amatör Amaçlı Su Ürünleri Avcılığını Düzenleyen Tebliğ (Tebliğ No: 2012/66)
ADBTeb	Amatör Denizci Belgesi Sınavına İlişkin Tebliğ

BBYon	Balıkçı Barınakları Yönetmeliği
BGEYon	Balıkçı Gemilerinin Emniyeti Hakkında Yönetmelik
BGSGYon	Balıkçı Gemilerinde Yapılan Çalışmalarda Sağlık Ve Güvenlik Önlemleri Hakkında Yönetmelik
BKGK	Bakanlıkların Kuruluş ve Görev Esasları Hakkında Kanun
BKUYon	Bağlama Kütüğü Uygulama Yönetmeliği
ConsTEXT	Consolidated Text
DCMKHK	Denizde Can ve Mal Koruma Hakkında Kanun
DKIYon	Deniz Kazalarını ve Olaylarını Araştırma ve İnceleme Yönetmeliği
DMK	Devlet Memurları Kanunu
DTFK	Deniz Ticaret Filosunun Geliştirilmesi ve Gemi İnşa Tesislerinin Teşviki Hakkında Kanun
DTFYon	Deniz Ticaret Filosunun Geliştirilmesi ve Gemi İnşa Tesislerinin Teşviki Hakkındaki Kanunun Uygulanması Hakkında Yönetmelik
EC853-2004	Regulation (Ec) No 853/2004 of The European Parliament and of The Council
GAYon	Gemiadamları Yönetmeliği
GEZTEKYon	Gezi Tekneleri Yönetmeliği
GGDYon	Gemilerin Genel Denetimi ve Belgelendirilmesi Hakkında Yönetmelik
GSAYon	Gemi ve Su Araçlarının İnşa, Tadilat ve Bakım-Onarım Yönetmeliği
GTOYon	Gemi Tonilatolarını Ölçme Yönetmeliği
GTYon	Gemilerin Teknik Yönetmeliği
HGHYon	Hayvansal Gıdalar için Özel Hijyen Kuralları Yönetmeliği
HK	Harcırah Kanunu
ISCGYon	İç Sularda Çalışan Gemi ve İç Su Araçları Yönetmeliği
ISGK	İş Sağlığı ve Güvenliği Kanunu
KBBYon	Kumkapı Balıkçı Barınağı Yönetmeliğ
KoyGolYon	Köyceğiz Gölü ve Dalyan Kanallarında Çalışacak Taşıma Araçları Yönetmeliği

LK	Limanlar Kanunu
Lyon	Limanlar Yönetmeliği
OCKBKhk	Özel Çevre Koruma Kurumu Başkanlığı Kurulmasına Dair Kanun Hükmünde Kararname
OTDYon	Özel Teknelerin Donatımı ve Kullanacak Kişilerin Yeterlikleri Hakkında Yönetmelik
OTTeb	Otomatik Tanımlama Sistemi (AIS) Klas-B CS Cihazının Gemilere Donatılmasına ve Özelliklerine Dair Tebliğ
RLYon	Rize Liman Yönetmeliği
SHGYon	Seyir Halindeki Gemilerde Daha İyi Tıbbi Hizmet Verilmesi için Gerekli Asgari Sağlık ve Güvenlik Koşulları Hakkında Yönetmelik
SUK	Su Ürünleri Kanunu
SUSYon	Su Ürünleri Toptan ve Perakende Satış Yerleri Yönetmeliği
SUYon	Su Ürünleri Yönetmeliği
TUGSK	Türk Uluslararası Gemi Sicili Kanunu ile 491 Sayılı Kanun Hükmünde Kararnamede Değişiklik Yapılmasına Dair Kanun
TUGSYon	Türk Uluslararası Gemi Sicili Yönetmeliği
UDHBKhk	Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığının Teşkilat ve Görevleri Hakkında Kanun Hükmünde Kararname
UHK	Umumi Hıfzısıhha Kanunu
UITMK	Ürünlere İlişkin Teknik Mevzuatın Hazırlanması ve Uygulanmasına Dair Kanun
VETHIZYon	Veteriner Hizmetleri, Bitki Sağlığı, Gıda ve Yem Kanunu
ZBBkk	TC Ziraat Bankası AŞ ve Tarım Kredi Kooperatiflerince Tarımsal Üretime Dair Düşük Faizli Yatırım ve İşletme Kredisi Kullandırılmasına İlişkin Karar
ZBTeb	T.C. Ziraat Bankası A.Ş. ve Tarım Kredi Kooperatiflerince Tarımsal Üretime Dair Düşük Faizli Yatırım ve İşletme Kredisi Kullandırılmasına İlişkin Uygulama Esasları Tebliği

5.1. Balıkçı gemisi tanımı

Mevzuatta balık avlamak üzere kullanılan yüzer araçlar "balıkçı gemisi" veya "balıkçı teknesi" olarak tanımlanmaktadır. Türk Dil Kurumu' na göre tekne, küçük deniz taşıtı veya geminin omurga, kaburga ve kaplamadan oluşan temel bölümü olarak adlandırılmaktadır.

Gemilerin Genel Denetimi ve Belgelendirilmesi Hakkında Yönetmelik' te (RG: 26342, 10.11.2006) balıkçı teknesi, balık veya sair deniz canlılarını yakalamak için donatılmış ve ticari olarak kullanılan her türlü tekne, Balıkçı Barınakları Yönetmeliği' ne (RG: 22846, 13.12.1996) göre balıkçı gemisi, tonajı ve tipi ne olursa olsun, denizlerde ve iç sularda su ürünlerinin avlanmasında, üretim, yetiştirme ve istihsalinde, araştırılmasında, naklinde ve işlenmesinde kullanılan motorlu ve motorsuz yüzer vasıtalar, Balıkçı Gemilerinde Yapılan Çalışmalarda Sağlık ve Güvenlik Önlemleri Hakkında Yönetmelik' e (RG: 28741, 20.08.2013) göre balıkçı gemisi, ticari amaçla denizden balık veya diğer canlıları avlamakta veya avlayıp işlemekte kullanılan, Türk Bayrağı taşıyan gemi, Balıkçı Gemilerinin Emniyeti Hakkında Yönetmelik' te (RG: 26089, 23.02.2006) balıkçı gemisi, ticari olarak balık veya başka deniz canlıları yakalamak için teçhiz edilmiş olan veya kullanılan herhangi bir gemi, Balıkçı Gemisini Avcılıktan Çıkaranlara Yapılacak Destekleme Tebliği (Tebliğ No: 2012/51, RG: 28328, 19.06.2012) uyarınca balıkçı gemisi, Bakanlıkça denizlerde avcılık faaliyetlerinde bulunmak üzere ruhsatlandırılmış ve ruhsat tezkeresi halen geçerli bulunan, on iki metre ve üzerinde boy uzunluğuna sahip Su Ürünleri Bilgi Sistemi (SUBİS)'nde kayıtlı gemiler, Balıkçı Gemisini Avcılıktan Çıkaranlara Yapılacak Destekleme Tebliği (Tebliğ No: 2013/23, RG: 28661, 29.05.2013) uyarınca balıkçı gemisi, Bakanlıkça denizlerde avcılık faaliyetlerinde bulunmak üzere ruhsatlandırılmış ve ruhsat tezkeresi halen geçerli bulunan, on metre ve üzerinde boy uzunluğuna sahip Su Ürünleri Bilgi Sistemi (SUBİS)'nde kayıtlı gemiler, Balıkçı Gemisini Avcılıktan Çıkaranlara Yapılacak Destekleme Tebliği (Tebliğ No: 2014/26, RG: 29023, 07.06.2014) uyarınca balıkçı gemisi, Bakanlıkça denizlerde avcılık faaliyetlerinde bulunmak üzere ruhsatlandırılmış ve ruhsat tezkeresi halen geçerli bulunan, on metre ve üzerinde boy uzunluğuna sahip Su Ürünleri Bilgi Sistemi (SUBİS)'nde kayıtlı gemiler, Gemiadamları Yönetmeliği' nde (RG: 24832, 31.07.2002) balıkçı gemisi, yalnızca su ürünleri avcılığı veya depolanması veya işlenmesinde kullanılan, nitelikleri bu amaca uygun olan ve tonilato belgesinde balıkçı gemisi olduğu belirtilen ticaret gemisi olarak nitelendirilmektedir.

5.2. Amatör ve ticari balıkçı gemisi ayrımı

Ticari balıkçı gemisi, T.C. Gıda, Tarım ve Hayvancılık Bakanlığı İl Müdürlükleri tarafından düzenlenen Balıkçı Gemileri için Su Ürünleri Ruhsat Tezkeresi' ne sahip olmalıdır. Başvurular Su Ürünleri Bilgi Sistemi (SUBİS) üzerinden yapılmaktadır. Su ürünleri ruhsat tezkeresi ile ilgili mevzuat 1380 Sayılı Su Ürünleri Kanunu (RG: 13799, 04.04.1971) ile düzenlenmektedir. Ticari balıkçı gemilerinin ruhsatlanması için Denize Elverişlilik Belgesi veya Tonilato Belgesi ibrazı zorunludur. Ticari balıkçı gemisinde çalışan personelin ilgili Gemiadamı Yeterlilik Belgesi' ne sahip olması gereklidir.

Amatör balıkçılık ve denizcilik faaliyetleri için teknenin 2.5 ila 24 metre arasında olması gerekmektedir. Bu teknelerin ruhsatname cinsi özel tekne olarak belirtilen Bağlama Kütüğü Ruhsatnamesi alması gereklidir. Bu tür tekneleri kullanmak için Özel Teknelerin Donatımı ve Kullanacak Kişilerin Yeterlilikleri Hakkında Yönetmelik (RG: 26804, 02.03.2008) uyarınca Amatör Denizci Belgesi (ADB) sahibi olmak yeterlidir. Motor beygir gücü 10 HP' den az olan özel tekneler, sadece kürekle yürütülen motorsuz tekne, kano ve kayaklar ile spor klüplerine kayıtlı olan ulusal ve uluslararası yarış sınıfı kürek ve yelken sporu teknelerinde

ADB aranmaz. Ulusal mevzuatımızda balıkçı teknelerinin boylarına göre farklı kurallar uygulanmaktadır. İlgili mevzuat ve teknelerin boy sınırları Tablo 3' te gösterilmektedir.

Tablo 3. Balıkçı gemilerinde boy ayrımı.

Gemi Türü	Boy	Kaynak
Ticari	> 12	3/1 Numaralı Ticari Amaçlı Su Ürünleri Avcılığını Düzenleyen Tebliğ (Tebliğ No: 2012/65, RG: 28388, 18.08.2012)
Ticari + Amatör	> 2.5, < 5, ≥ 5	Bağlama Kütüğü Uygulama Yönetmeliği (RG: 29130, 25.09.2014)
Ticari	≥ 15, ≥ 15, > 45	Balıkçı Gemilerinde Yapılan Çalışmalarda Sağlık ve Güvenlik Önlemleri Hakkında Yönetmelik (RG: 28741, 20.08.2013
Ticari	> 24	Balıkçı Gemilerinin Emniyeti Hakkında Yönetmelik (RG: 26089, 23.02.2006)
Ticari + Amatör	≥ 12, ≥ 24	Gemi ve Su Araçlarının İnşa, Tadilat Ve Bakım-Onarım Yönetmeliği (RG: 29525, 07.11.2015)
Ticari	> 24	Gemilerin Genel Denetimi ve Belgelendirilmesi Hakkında Yönetmelik (RG: 26342, 10.11.2006)
Ticari + Amatör	≥ 12, < 15, ≥ 15	Gemilerin Teknik Yönetmeliği (RG: 27409, 17.11.2009)
Ticari	≥ 24	
Ticari + Amatör	< 15, ≥ 15	Gemilerin Tonilatolarını Ölçme Yönetmeliği (RG: 27167, 12.03.2009)
Ticari + Amatör	< 15, ≥ 15	İç Sularda Çalışan Gemi ve İç Su Araçları Yönetmeliği (RG: 27745, 31.10.2010)
Ticari	≥ 10, ≥ 15	Otomatik Tanımlama Sistemi (Aıs) Klas-B Cs Cihazının Gemilere Donatılmasına ve Özelliklerine Dair Tebliğ (RG: 26640, 11.09.2007)
Ticari + Amatör	< 12, 12-22, ≥ 22	Su Ürünleri Yönetmeliği (RG: 22223, 10.03.1995)
Ticari + Amatör	≥ 10, < 12, < 15	Tersane, Tekne İmal ve Çekek Yeri Hakkında Yönetmelik (RG: 29400, 28.06.2015)

6. Sonuçlar

Ülkemizde balıkçılık faaliyeti için kullanılan teknelerin büyük çoğunluğunu küçük boydaki amatör tekneler oluşturmaktadır. En fazla tekne kazası, ölüm ve yaralanmayla sonuçlanan kayıplar da yine amatör teknelerde meydana gelmektedir.

Amatör balıkçılık faaliyetleriyle ilgili olarak Avrupa' daki diğer ülkelerin kuralları incelendiğinde, Türkiye yaptırımlar bakımından en düşük seviyededir. Balıkçı teknelerindeki kazaların amatör teknelerde yoğunlaşmasına rağmen, ülkemizin balıkçı gemileriyle ilgili

mevzuatında birçok kanun ve yönetmelik hükümlerinden küçük boylu bu teknelerin muaf tutulduğu görülmektedir.

Balıkçı gemileri kazalarının en önemli sebepleri makine arızası ve insan hatası olarak görülmektedir. Tekne ve makine arızalarının azaltılması için denetimlerin arttırılması, insan hatalarının azaltılması için de balıkçı gemisi personeline daha etkin denizcilik ve emniyet eğitimlerinin verilmesi gereklidir.

Açık denizlerde daha büyük havalara giren ticari balıkçı gemilerine nazaran, kıyı balıkçılığı yapan küçük teknelerin bu derece büyük kayıplara neden olan kazalara sahne olması, ticari balıkçı gemilerine uygulanan uluslararası ve ulusal yaptırımların ne derece etkili ve gerekli olduğunu göstermektedir.

Özellikle amatör balıkçılık faaliyetleriyle ilgili deniz kazalarının azaltılmasına yönelik olarak, gerek tekne ve donanımları, gerekse amatör denizcilerin eğitimleri ile gerekli izin ve kaza önlemleri konusunda yeterli yaptırım ve uygulamaların belirlenmesi ve devreye sokulması gerekmektedir.

7. Kaynaklar

[1] Gökdemir, Ö., 2006, "Avrupa Birliği Ortak Balıkçılık Politikası ve Türkiye", Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, Türkiye, TC İstanbul Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, Avrupa Birliği Anabilim Dalı.

[2] Bursa, P., 2007, "Antikçağ' da Anadolu' da Balık ve Balıkçılık", Doktora Tezi, İstanbul, Türkiye, İstanbul Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, Eskiçağ Tarihi Bilim Dalı.

[3] Karagöz, H., 1987, "Balıkçı Tekneleri ve Mukavemeti", Yüksek Lisans Tezi, İzmir, Türkiye, Dokuz Eylül Üniversitesi, Deniz Bilimleri ve Teknolojisi Enstitüsü, Deniz Teknolojisi Anabilim Dalı.

[4] Yasa, A. M., 2013, "Açık Deniz Tipi Balıkçı Teknesinde Yumrubaş Dizaynı", Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi ve Deniz Teknolojileri Anabilim Dalı.

[5] Erdoğan, N., 2006, "Türk Balıkçı Filosu ve Balıkçılık Yönetimi Açısından Değerlendirilmesi", Doktora Tezi, İzmir, Türkiye, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Su Ürünleri Avlama ve İşleme Teknolojisi Anabilim Dalı.

[6] Özden, H., "Çok Amaçlı Kullanımlı Klasik Tekne Tasarımları", İzmir, Türkiye, Ege Üniversitesi.

[7] Oğlakçı, M., 2012, "Akdeniz Balıkçılığında Av Araçları ile İlgili Yasal Düzenlemelerin Kararlaştırılması", Yüksek Lisans Tezi, İzmir, Türkiye, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[8] Gökçe, B., 2006, "AB Balıkçılık Politikaları ve Türkiye' deki Balıkçı Barınak ve Limanlarının Potansiyellerinin İncelenmesi", TC Dokuz Eylül Üniversitesi, Sosyal Bilimler Fakültesi.

[9] Aydın, M., Bal, Ş., Kepçeler, T., Gündoğdu, O., Şener, B., Kınacı, Ö. K., . . . Yılmaz, A. İ., 2012, "Kara ve Deniz Bağlantılı Marmara Ambulans Sistemi (MAS)", Gemi ve Deniz Teknolojisi, pp. 17-23.

[10] Hancock, P., 2016, Retrieved from www.shipwrecklog.com

[11] Bütüner, S., 2008, "Muğla Bölgesi Endüstriyel Balıkçı Teknelerinin Yapısal Özelliklerinin Araştırılması", Yüksek Lisans Tezi, Muğla, Türkiye, TC Muğla Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Su Ürünleri Anabilim Dalı.

[12] Ekmekçi, B., 2015, "Türkiye'de On Metre ve Üzeri Balıkçı Gemilerinde Geri-Alım Programının Değerlendirilmesi", Yüksek Lisans Tezi, İzmir, Türkiye, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Su Ürünleri Avlama ve İşleme Teknolojisi Anabilim Dalı.

[13] Koşar Danışman, İ., 2013, "Ege Bölgesi Balıkçı Filosunun Sınıflandırılması ve Balıkçılık Kapasitesinin Barınak Bazlı Alansal Dağılımı", Journal of ETA Maritime Science, 1, 1-6.

[14] Mısır, S., 2008, "Karadeniz Bölgesi Balıkçı Tekneleri", SÜMAE YUNUS Araştırma Bülteni, 8(1).

[15] Tetik, G., 2013, "Rekreasyonel Balıkçılıkta Yasal Düzenlemeler", Yüksek Lisans Tezi, İzmir, Türkiye, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Su Ürünleri Avlama ve İşleme Teknolojisi Anabilim Dalı.

TÜRK KARASULARINDA ÇEVRE KİRLİLİĞİYLE SONUÇLANAN DENİZ KAZALARI

Alper KILIÇ[1] ve İlke KOŞAR DANIŞMAN[2]

ÖZET

Taşımacılık sektörü, çevre üzerinde çok farklı şekillerde etkiye sahiptir. Deniz taşımacılığı tüm taşımacılığın %95'ini oluşturur ve deniz taşımacılığının çevresel etkileri hakkında farkındalık artmaktadır. Deniz taşımacılığının çevreye olan etkilerinin sebeplerinden biri de meydana gelen gemi kazalarıdır. Bu çalışmanın amacı, son yıllarda Türkiye'de meydana gelen ve çevre kirliliğine yol açan gemi kazalarının incelenmesidir. Çalışmadaki veriler T.C. Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı'ndan alınmıştır. Gemi kazaları yıllar bazında çevresel etkilerine, gemi türlerine, kaza bölgelerine ve kaza türlerine göre sınıflandırılmıştır. Sonrasında Türkiye' deki çevre kirliliğine sebep olan gemi kazalarının mevcut durumu tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Çevre, denizcilik, gemi kazaları, istatistiksel analiz

1. Giriş

Denizel çevrenin korunması, son zamanların en önemli ekolojik konularından biri haline gelmiştir. Kara kaynaklı deşarjlar, gemiler, kıyı yapıları ile petrol ve gaz tesisleri gibi deniz ve kıyılarda çevre sorunlarına neden olan birçok faaliyet gerçekleştirilmektedir [1].

Yük taşımacılığının yaklaşık %95'i denizyoluyla yapılmaktadır. Sektörün bu denli büyük olması ve giderek büyümesi, çevresel etkisinde de artış meydana getirmektedir. Denizyolu taşımacılığından kaynaklanan çok çeşitli çevresel etkiler olup bunlardan biri de deniz kazalarından kaynaklanan çevresel etkilerdir. Hem sektörün sürdürülebilirliği hem de denizel çevrenin korunmasına yönelik farkındalığın artması sonucunda çevresel baskının azaltılmasına dönük çeşitli önlemler alınmaktadır. Söz konusu önlemler, sektörün doğası gereği uluslararası ölçekte de olmakla beraber ulusal düzeyde de yürütülmektedir.

Denizlerin kirletilmesinin önlenmesi için atılan adımlar çoğunlukla önemli çevresel sorunlara neden olan kazalar sonrasında gerçekleştirilmiştir. Bu bakımdan da bakıldığında, gemilerin seyirdeki güvenliği, gemi tasarımcıları, inşacıları ve sahipleri açısından önemli olduğu kadar denizlerin korunması açısından da önemlidir [2]. Deniz kazalarına ilişkin konular çeşitli uluslararası düzenlemelerin içerisinde bölüm olarak yer almaktadır.

Denizyolu taşımacılığının seyir güvenliği ve çevresel etkilerinin azaltılması, acil durumda müdahaleler ve ortaya çıkan zararların tazmin edilmesi gibi konulara ilişkin de uluslararası

1 Bandırma Onyedi Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Denizcilik İşletmeleri Yönetimi Bölümü, Tel:0266 717 01 17, e-posta: alperkilic@bandirma.edu.tr
2 Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Bodrum Denizcilik Meslek Yüksekokulu, Ulaştırma Hizmetleri Bölümü, Tel:0252 211 54 62, e-posta: ilke.kosar@mu.edu.tr

yasal araçlar oluşturulmuştur. Türkiye de bu yasal düzenlemelerin bir kısmına taraf olmuş ve ulusal ölçekte de konuya ilişkin düzenlemeler gerçekleştirmiştir. Taraf olunan sözleşmelere dayanarak 10 Temmuz 2014 tarihli ve 29056 sayılı Resmi Gazete'de, Deniz Kazalarını ve Olaylarını Araştırma ve İnceleme Yönetmeliği yayımlanmıştır [3].

Tablo 1.'de, Türkiye'nin taraf olduğu deniz kazaları ve çevre kirliliğiyle ilişkili başlıca sözleşmeler listelenmektedir. Bahse konu yönetmelikte, deniz kazası; "Bir geminin operasyon ve faaliyetleriyle bağlantılı olarak gerçekleşen ve

1) Bir kişinin ölümü veya yaralanması,
2) Bir kişinin gemi üzerindeyken kaybolması,
3) Geminin batması, kaybolması, kayıp sayılması veya terk edilmesi,
4) Geminin maddi hasara uğraması,
5) Geminin manevradan aciz duruma düşmesi,
6) Geminin karaya oturması,
7) Geminin kıyı veya açık deniz yapısına veya başka bir gemiye çatması veya başka bir gemiyle çatışması,
8) Gemi veya gemilerin uğradıkları hasardan kaynaklanan ciddi çevre kirliliği oluşması veya ciddi çevre kirliliği ihtimalinin ortaya çıkması,

ile sonuçlanan bir olay veya olaylar silsilesi" olarak tanımlanmaktadır [5].

Ulaştırma modlarında meydana gelen kazaların tek bir elden araştırılması ve incelenmesi amacıyla, 2011 yılında, T.C. Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı bünyesinde Kaza Araştırma ve İnceleme Kurulu oluşturulmuştur [6].

Tablo 1. Türkiye' nin deniz kirliliğine ilişkin taraf olduğu başlıca uluslararası kurallar.

Taraf olunan uluslararası kurallar	Kabul Tarihi
Uluslararası Yükleme Sınırı Sözleşmesi (LL66)	1968
Denizde Can Emniyeti Uluslararası Sözleşmesi (SOLAS 74)	1980
Denizlerin Gemiler Tarafından Kirletilmesine Ait Uluslararası Sözleşme (MARPOL 73/78)	1990
Gemi Adamlarının Eğitim, Belgelendirilme ve Vardiya Standartları Hakkında Uluslararası Sözleşmesine (STCW 95/2010)	1989

Türkiye, farklı coğrafi ve iklim koşullarına sahip dört deniz ve iki boğaza sahip bir kıyı ülkesidir. Bu nedenle ve deniz ticareti ile gemi trafiğinin yoğunluğu [6] deniz kazaları konusunun önemini arttırmaktadır.

Çalışmada, konunun önemi göz önünde bulundurularak, Türk karasularında meydana gelen kazalar ve bunların çevresel etkisi üzerine bir değerlendirme yapılmıştır. Yapılan değerlendirmede, kazaların hangi sebeple olduğu, gemilerin tipi ve ortaya çıkan kaza sonuçları ve çevresel etkileri ele alınmıştır. Türk karasularında meydana gelen kazalardan çevre kirliliğine neden olan kazaların bölgesel dağılımı gösterilmiştir.

,

2. Materyal ve Yöntem

Bu çalışmada kullanılan veri, TC Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı tarafından tutulan ve 1 Ocak 2001 ila 1 Mayıs 2016 tarihleri arasını kapsayan gemi kazası raporları kullanılarak elde edilmiştir. Kaza verileri incelenerek, çevre kirliliğiyle sonuçlanan kazalar filtrelenmiş ve verinin özelliklerine bağlı olarak R.3.2.2 programıyla farklı analizlere tabi tutulmuştur. Belirtilen tarihler arasında Türk Karasularında meydana gelen 1170 kazadan sadece 33 tanesi çevre kirliliğiyle sonuçlanmıştır. Türk Karasuları, Antalya, Çanakkale, İstanbul, İzmir, Mersin, Samsun ve Trabzon olmak üzere 7 bölgeye ayrılmaktadır.

Kazaların analizi sonucu birliktelik grafiği, mozaik grafiği elde edilmiştir. Birliktelik grafiğinde, iki yönlü olasılık tablolarındaki beklenen ve gözlenen değerler arası farka göre işaretli Pearson ki-kare yöntemi kullanılır. Cohen-Friendly birliktelik grafiğinde, tablonun her bir hücresindeki beklenen ve gözlenen değer farkı grafikte çizilen kutuların alanlarıyla orantılıdır. Eğer gözlenen değer beklenen değerden yüksek ise, kutu temel seviyenin üzerinde ve siyah renkte, eğer tersi ise temel seviyenin altında ve kırmızı renkte çizilmektedir[7].

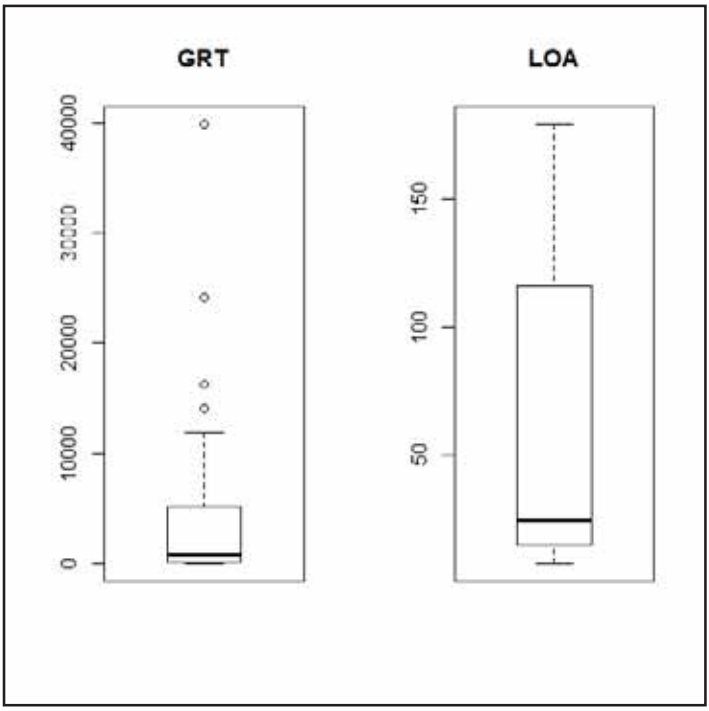
3. Değerlendirmeler

Belirtilen tarihler arasında Türk Karasularında meydana gelen ve çevre kirliliğiyle sonuçlanan kazalarda 2 mürettebat kaybolmuş, 3 mürettebat hayatını kaybetmiş ve 135 mürettebat kazadan sağ olarak kurtarılmıştır.

Kazalara karışan gemilerin türleri, araştırma gemisi (1), balıkçı gemisi (1), dökme yük (1), gezi teknesi (1), kimyasal tanker (1), konteyner (2), kuruyük gemisi (10), liman römorkörü (1), OBO (1), sürat teknesi (1), tanker (3), ticari yat (2), özel yat (5) ve yolcu motoru (3) olarak değişmektedir.

Çevre kirliliği oluşturan gemilerin bayrakları; Bolivya (1), Güney Kıbrıs (1), Gürcistan (2), Hollanda (1), İngiltere (1), Kamboçya (2), KKTC (1), Malta (1), Marshall Adaları (2), Moldovya (1), Panama (2), Türkiye (17) ve Ukrayna (1) olarak dağılmaktadır.

Gemilerin ölçüleriyle ilgili genel bilgi Şekil 1' de bulunan kutu diyagramlarında gösterilmektedir. Az sayıdaki bir kaç gemi hariç, çevre kirliliği oluşturan gemilerin daha çok küçük ebatlara sahip olduğu söylenebilir.

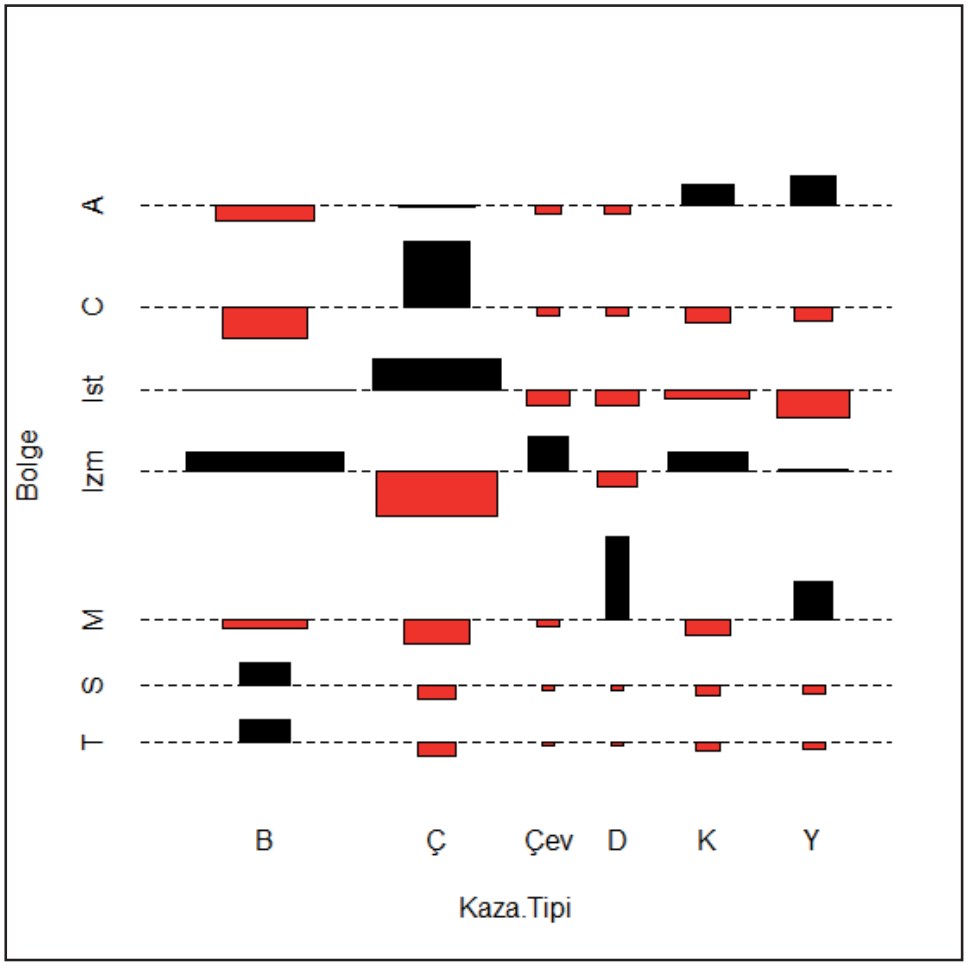


Şekil 1. Çevre kirliliği oluşturan gemilerin tonaj ve boyları.

Şekil 2' de kaza türlerinin bölgelere göre dağılımı birliktelik grafiğinde gösterilmektedir. Kaza türlerinde, B: Batma, K: Karaya Oturma, Ç: Çatışma, Y: Yangın, Çev: Çevre Kirliliği, D: Diğer olarak tanımlanmıştır.

Grafiğe göre, gemilerin alabora olduğu kazalar daha çok fırtınaların görüldüğü İzmir, Samsun ve Trabzon bölgelerinde meydana gelmektedir. Batma ile sonuçlanan kazalar İzmir'de, çatma ve çatışmalar daha çok Türk Boğazları'nın bulunduğu Çanakkale ve İstanbul bölgelerinde, yangın kazaları ise daha çok hava sıcaklığının fazla olduğu Antalya, İzmir ve Mersin bölgelerinde meydana gelmektedir.

Kaza türlerinin bölgelere göre dağılımlarının bölgelerin deniz, gemi trafiği ve hava sıcaklığı özellikleriyle uyumlu olduğu görülmektedir.



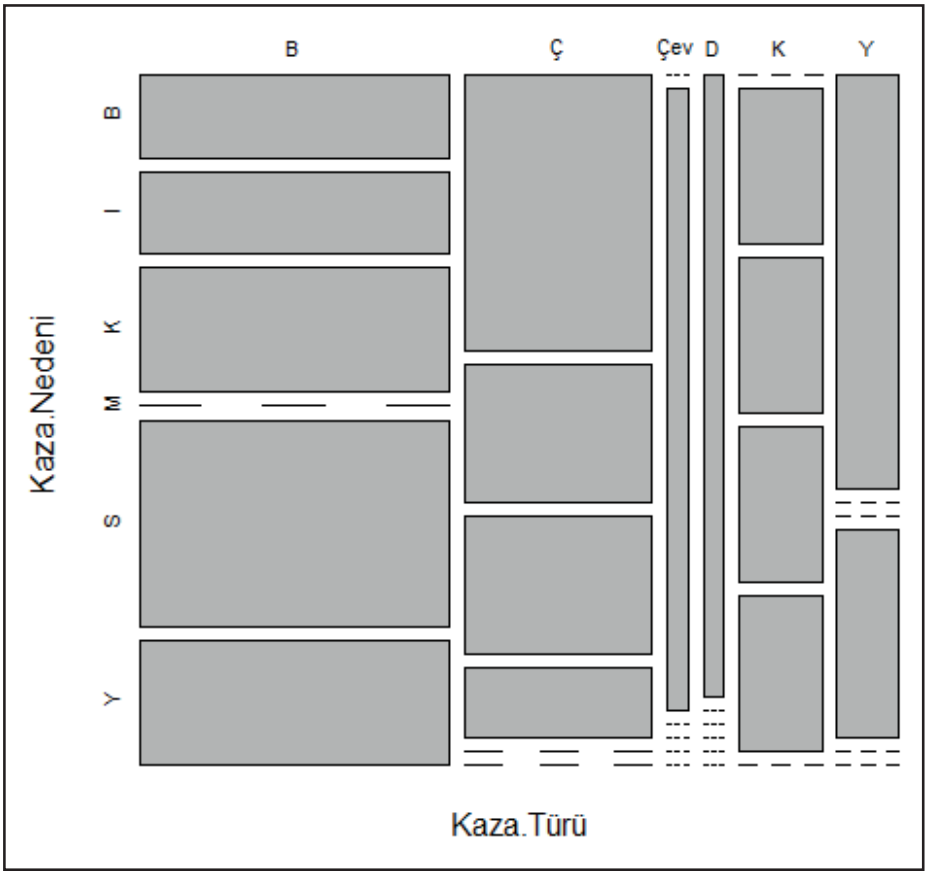
Şekil 2. Kaza türlerinin bölgesel dağılımı.

Hatalı seyir ile insan hatası, insan hatası altında birleştirilmiştir. Alabora ve geminin yan yatması da batma olarak değerlendirilmiştir.

Makine, dümen veya elektrik arızaları makine arızası olarak birleştirilmiştir. Hatalı seyir, konteyner operasyonları, yük tahliyesi, yük kayması veya tank taşması gibi insan hatası olarak kabul edilmiştir.

Temelde benzer kaza türü ve sebeplerinin birleştirilmesiyle daha sade ve aydınlatıcı grafiklerin elde edilmesi hedeflenmektedir.

Kaza nedenlerinde, S: Su Alma, M: Makine ve Teçhizat Arızası, K: Kötü Hava, I: İnsan Hatası, B: Bilinmiyor, Y: Yangın olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3. Türkiye' de deniz kirliliği oluşturan kazaların nedenleri ve türleri.

Çevre kirliliğiyle sonuçlanan 33 adet kazanın 9 tanesinin sebebi bilinmemektedir. Kaza sebepleri arasında hava muhalefeti ve gemilerin su alması öne çıkmaktadır. Kaza türlerine bakıldığında ise, gemilerin büyük oranda alabora olduğu veya battığı söylenebilir.

4. Sonuçlar

Türk karasularında 15 yıl içinde çevre kirliliğiyle sonuçlanan 33 tane kaza meydana gelmiştir. Bu kazaların 10 tanesinin sebebi bilinmemektedir. Bu durum, gemi kazalarıyla ilgili tespit ve incelemelerde bir takım eksikliklerin bulunduğunu göstermektedir. Gemi kazalarının uygun ve detaylı şekilde raporlanmasına yönelik olarak IMO tarafından

oluşturulmuş formlar bulunmaktadır. Gemi kazalarının bu formlara uygun olarak tutulması durumunda bundan sonra yapılacak analizlerin daha doğru ve kesin sonuçlar vereceği düşünülmektedir.

Çevre kirliliğiyle sonuçlanan kazaların adedi tüm kazaların çok küçük bir bölümünü oluşturuyor olmalarına karşın, tek bir çevresel felaketin boyutlarının veya ekonomik boyutunun, tüm kazaların maliyetini geçebileceği de unutulmamalıdır. Kaldı ki, tekne ve makine zarar veya hasarları telafi edilebilmekteyken, bazı çevresel felaketler geri döndürülemez kalıcı etkiler bırakabilmektedir.

Meydana gelen ve çevre kirliliği oluşturan kazaların sadece bir tanesi dışında denize akaryakıt kaçmasıyla oluştuğu tespit edilmiştir. Her ne kadar kaza kayıtlarında çevre kirliliği meydana geldiği belirtilse de, oluşan çevresel kirliliğin boyutları hakkında bir bilgi bulunmamaktadır. Deniz kazalarıyla ilgili tutulan kayıtların çevre kirliliği çeşidi, boyutları varsa uygulanan ceza ve zarar tazmini gibi detayların da yer alması mevcut durumun daha iyi anlaşılmasını sağlayacaktır. Ayrıca, alınan önlemlerin ve yürürlükteki yasal araçların etkinliğinin de değerlendirilebilmesi mümkün olacaktır.

7. Kaynaklar

[1] Khee-Jin Tan, A., 2006. "Vessel Source Marine Pollution: The Law and Politics of International Regulation", First Edition, Cambridge, 425pp.

[2] Soreas, C.G., Teixeira, A. P., 2001. "Risk Assessment in Marine Transportation" Journal of Reliability Engineering and System Safety, Vol. 74, No.2001, pp. 299-309.

[3] Resmi Gazete, (Temmuz 2014). Deniz Kazalarını ve Olaylarını Araştırma ve İnceleme Yönetmeliği. Erişim Tarihi: 9/06/2016. http://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2014/07/20140710-5.htm

[4] Piralioğlu, A., (2014). Deniz Kaza İncelemelerinin Teknik ve Hukuki Boyutu. Deniz Kazalarını Araştırma ve İnceleme Çalıştayı, Antalya.

[5] Kaza Araştırma ve İnceleme Kurulu (2016). Hakkımızda: Kaza Araştırma ve İnceleme Kurulu. Erişim Tarihi: 21/06/2016 http://www.kaik.gov.tr/

[6] Güven, K.C., Ünlü, S., Çetintürk, K., Okuş, E. 2004. "M/V Gotia Gemi Kazası Sonrası İstanbul Boğazı, Haliç ve Marmara Denizindeki Petrol Kirliliği" Journal of Black Sea and Mediterranean Environment, Vol. 10, No. 2004, pp. 85-102.

[7] R Core Team, (2015). R: A Language and environment for statistical computing. R Foundation for Statistical Computing, Vienna. Erişim Tarihi: 11/06/2016. https://www.R-project.org/.

A STUDY ON AERODYNAMIC EFFECTS OF SUPERSTRUCTURES SHAPES BY USING CFD

H. İ. ÇOPUROĞLU[1] and E. PEŞMAN[2]

ABSTRACT

The superstructure, deck, and other features of ships produce large separated regions in the airflow over the ship and a variety of vortex flows generated mainly by edges in the geometry. Sometimes this causes very high air resistance and because of this air resistance, the fuel efficiency and effective velocity of the ship drops dramatically. Today, due to global warming and necessity of reducing emissions, fuel efficiency is a very important parameter for a ship. In this study, sharp edges of superstructures and rounded edges of superstructures are compared by using CFD. The analyses are made by using Ansys Fluent and XFlow CFD programs. The main purpose of this comparison is to see which kind of superstructure has less air resistance and with the results an optimized superstructure can be designed. Also with this study, an inference can be made for edge characteristics of superstructures. So mainly it will help to understand that the effect of the geometric characteristic of superstructures on air resistance of ships.

Keywords*:* Wind Resistance, Superstructure Shape, Edge Effect, XFlow, Fluent

1. Introduction

Wind resistances on ships are not much considered by designers but still wind can produce high air resistances especially while the wind flows from the bow of a ship. Even if there is not the wind, the ship velocity will create a bow wind and this will cause a resistance. We obviously can say that the more resistance causes to the more consumption of fuel. Today, due to global warming and necessity of reducing emissions, fuel efficiency is a very important parameter for a ship. Green technologies and nature friend methods become important design criteria for engineers. Maritime CO_2 emissions are projected to increase significantly. Depending on future economic and energy developments four scenarios project an increase of between 50% and 250% in the period up to 2050 (Figure 1)[1]. Also, it's an economic issue too. While fuel consumption increases the costs of fuel also will increase in future.

While the wind velocity is higher, the air resistance on the object will be higher too and shapes are very important for air resistance efficiency. So this issue is more important for fast hulls such as semi-planing hulls or modern fast container ships.

Superstructures sometimes can constitute 60%-70% of wind projection area. So optimizing of the superstructures becomes one of the important concerns for minimizing the air resistance.

1 Karadeniz Technical University, Naval Architecture and Marine Engineering Department,
e-mail: hasancopuroglu@ktu.edu.tr
2 Karadeniz Technical University, Naval Architecture and Marine Engineering Department,
e-mail: pesman@ktu.edu.tr

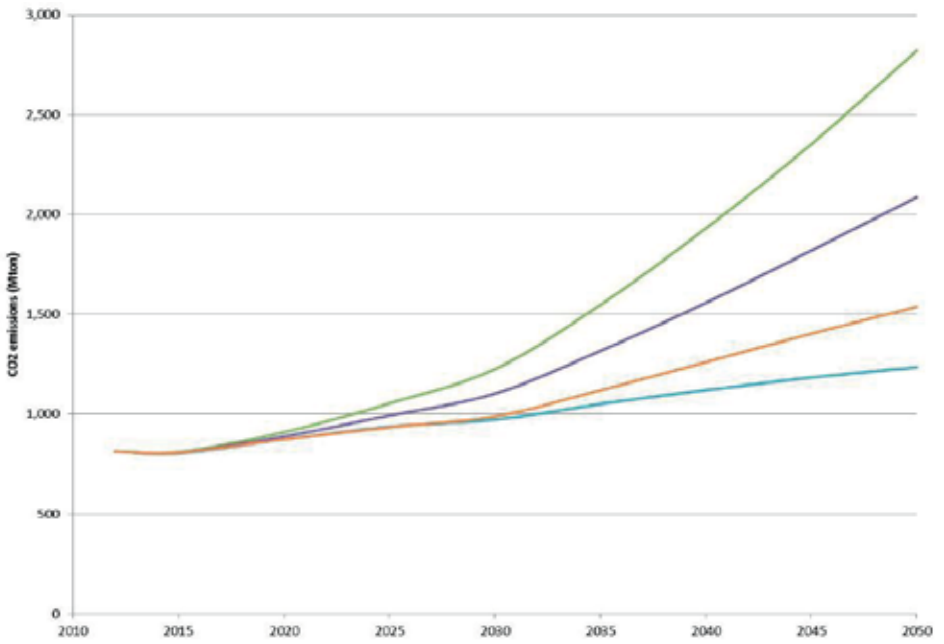


Figure 1. Worldwide emissions through shipping (Third IMO GHG Study - 2014)[1]

There are some studies in the literature about the wind resistance and wind loads on marine structures. One of them is the study of Turk and Orsic[2]. They present the calculation of stationary wind loads on ships and offshore structures. Wind tunnel test methods are very important; however, these tests are quite expensive, especially in the preliminary design stages of marine objects. Prediction methods described here are, therefore, often used alternatively.

Another study is the study of Wnęk et al[3]. In this work, they present the results of a CFD analysis of the wind forces acting on an LNG ship model and try to carry out the validation of the numerical model by comparing the results with experimental ones. A generally good agreement has been observed between experimental and CFD results, despite not having achieved a perfect match.

One of the wind loads studies is works of Haddara and Soares[4]. Their studies are the review of the available methods for the calculation of wind loads on ships and offshore structures. The comparison of longitudinal force coefficient on a loaded tanker between those four methods are presented.

In our study, only the superstructure edge characteristics are optimized, the sharp edges are changed as rounded edges on same geometry. So the longitudinal force coefficient (C_x) is calculated for various shapes of edges and compared. The study is performed with CFD analysis.

2. Method

The computations are run by two different programs. One of them is XFlow which performs with Lattice Boltzmann method, the other is Ansys Fluent, which performs with standard Navier -Stocks method. The object which is tested is a basic superstructure with 18 meters width, 16.5 meters length, and 15 meters height. The basic drawing of the superstructure model can be seen from the Figure 2.

The model scale is 1/1. So the CFD calculations which are made for superstructure has the real measures. The wind which flows from the bow of the vessel is taken as 15 m/s. It's assumed that the wind blows from the bow of the vessel because, in the scenario of this position, the vessel has the biggest wind resistance against its propulsion direction. The wind velocity is assumed 15m/s which is the total velocity of the wind and vessel.

2.1. CFD Calculations with Lattice-Boltzmann Method

The model is run with XFlow CFD simulation program which performs with Lattice-Boltzmann method. The program release is 14.0. The velocity of the wind is 15 m/s. The turbulence model is Smagorinsky. The distance between particles minimum where near of the object is 0.156 m and distance maximum is 5 m. Also at the wake area, the distance between particles is 0.156 m. Adaptive refinement which is an automatic particle setup is used. The simulations are completed with 4 various shapes of edges. One of them is sharp edge shape superstructure which can be seen from Figure 2.

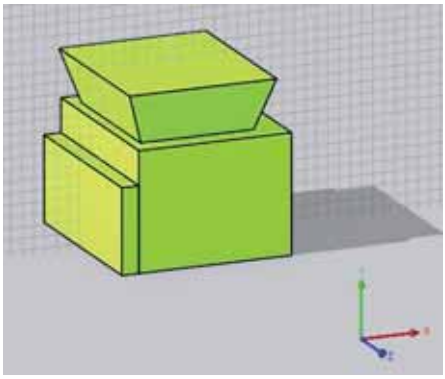


Figure 2. Sharp edges shape superstructure model

The other edge shape of the superstructure is rounded in width. In this model, only the edges which are in width rounded. So the other edges still sharp. The reason for testing this shape is to understand if the direction of the rounded edges is effective or does not effective on C_x longitudinal force coefficient. The model of it can be seen from Figure 3.

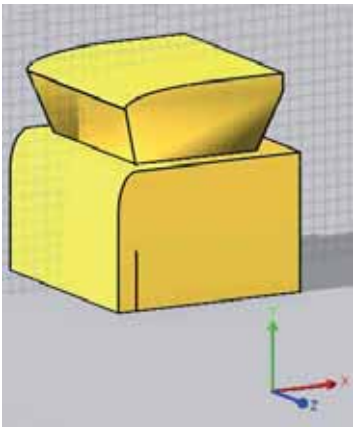


Figure 3. Rounded in width edges shape superstructure model

The other edge shape of the superstructure is rounded in length. In this model, only the edges which are in width rounded. The model can be seen from Figure 4.

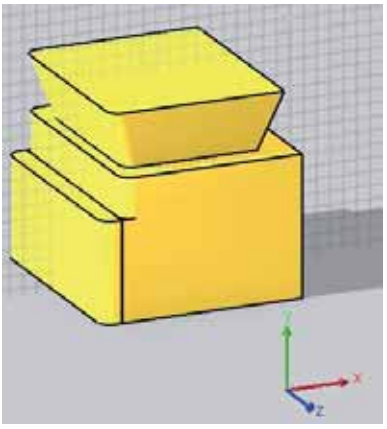


Figure 4. Rounded in length edges shape superstructure model

The last type of edge shape of the superstructure is all rounded model. In this model, all of the edges are rounded. The model can be seen from Figure 5.

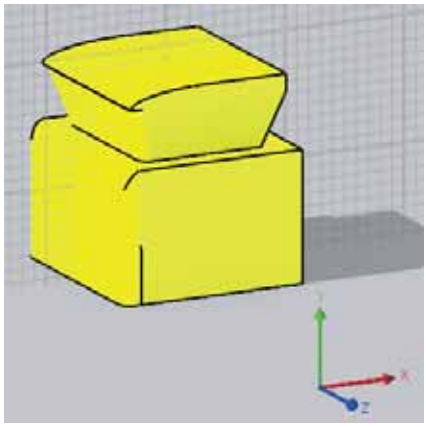


Figure 5. Rounded in all edges shape superstructure model

All of the models are run with time-dependent progressions. Total 15 seconds of flow is observed for each shape of edges. Each time step is taken as 0.02 seconds.

2.1. CFD Calculations with Standard Navier-Stocks Method

The model is run with Ansys Fluent CFD simulation program which performs with standard Navier-Stocks method. The velocity of the wind is 15 m/s. The turbulence model is realizable k-∈. The simulations are run with 2 different shapes of edge. One of them is all sharp edge geometry and the other one is all rounded edge geometry. The measures of the virtual wind tunnel which Fluent computations are performed is 365m x 150 m x 75 m. The number of mesh cell is approximately 1350000 cells for all sharp edge geometry and approximately 1250000 cells for all rounded geometry. The meshing is built up with tetra mesh but only prismatic mesh style at near of the object. The mesh which built on the objects is shown in Figure 6,7,8 and 9. The calculations are run in time-dependent progression. Total 15 seconds of flow is observed for each shape of edges. Each time step is taken as 0.0025 seconds. The geometries and shapes of edges are exactly same with XFlow computations. So it can be said that this study also can be a comparison between Lattice-Boltzmann and standard Navier -Stocks methods.

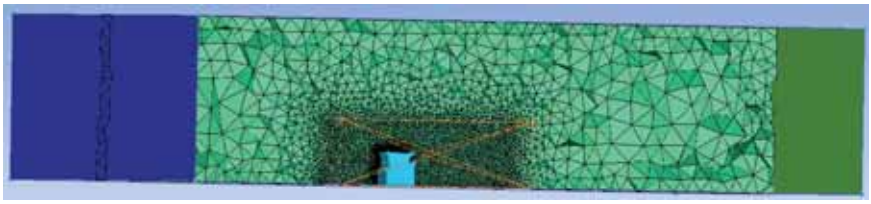


Figure 6. All wind tunnel meshing on all sharp edges superstructure model

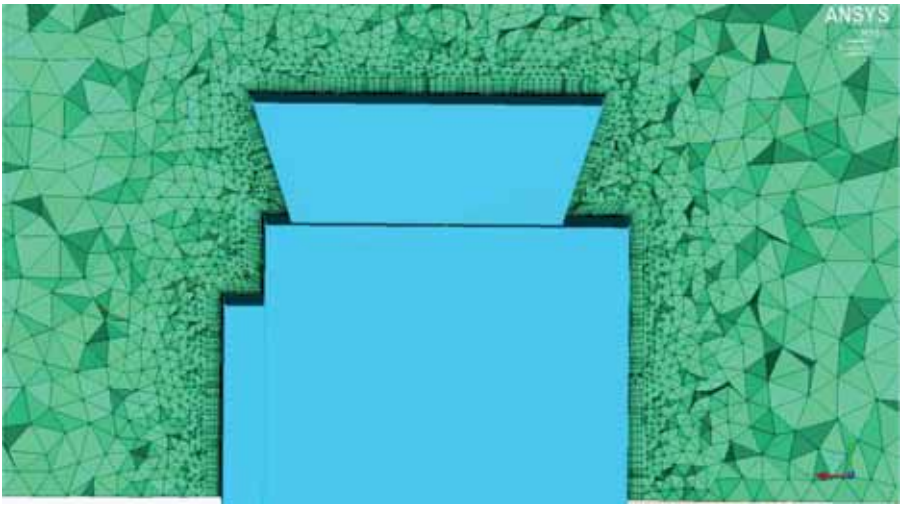


Figure 7. Near object meshing on all sharp edges superstructure model

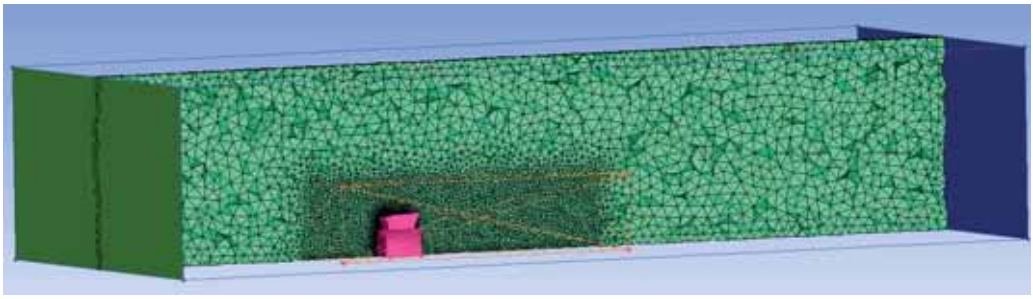


Figure 8. All wind tunnel meshing on all rounded edges superstructure model

Figure 9. Near object meshing on all rounded edges superstructure model

3. Results and Discussions

The various edge shapes of objects are run with XFlow and Fluent. The longitudinal force coefficients which is the important parameter is are calculated. Also at Fluent calculations, velocity and pressure magnitudes are calculated. Vorticity fields are calculated at XFlow calculations. Instantaneous pressure magnitudes from Fluent calculations are given in Figure 10 and 11. The pressure magnitudes are from 15th second which is the 6000nd-time step.

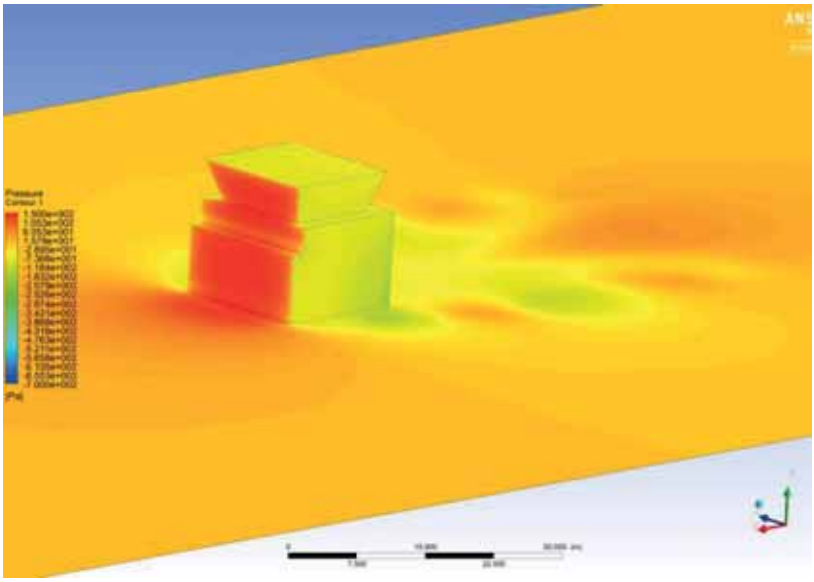


Figure 10. Instantaneous pressure magnitudes of all sharp edges superstructure

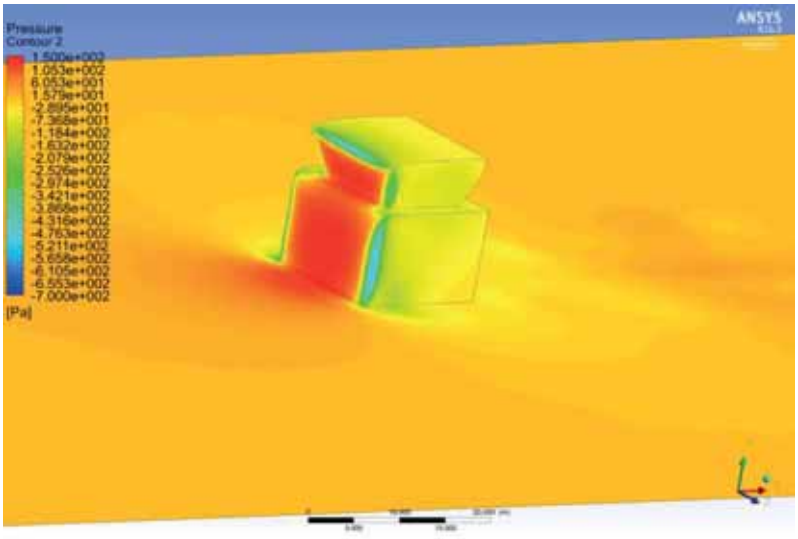


Figure 11. Instantaneous pressure magnitudes of all rounded edges superstructure

It can be seen that all sharp edges superstructure has higher pressure rate fields than all rounded edges superstructure has from those images.

Instantaneous velocity magnitudes and velocity tracer lines from Fluent calculations are given at Figure 12,13,14, and 15. The calculations are from 15th second which is the 6000nd-time step.

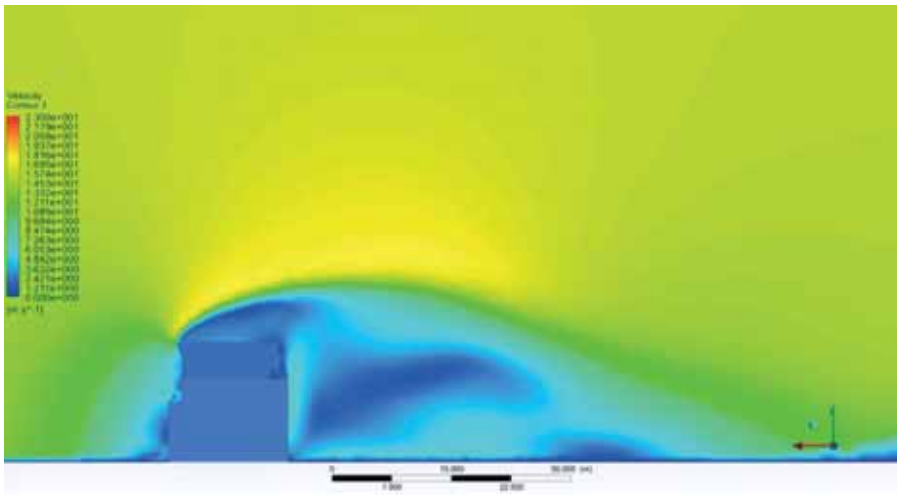


Figure 12. Instantaneous velocity magnitudes of all sharp edges superstructure

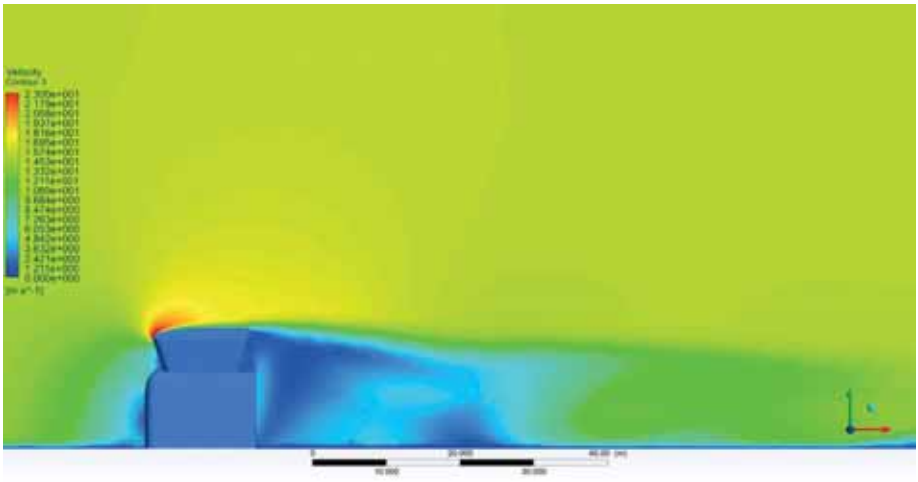


Figure 13. Instantaneous velocity magnitudes of all rounded edges superstructure

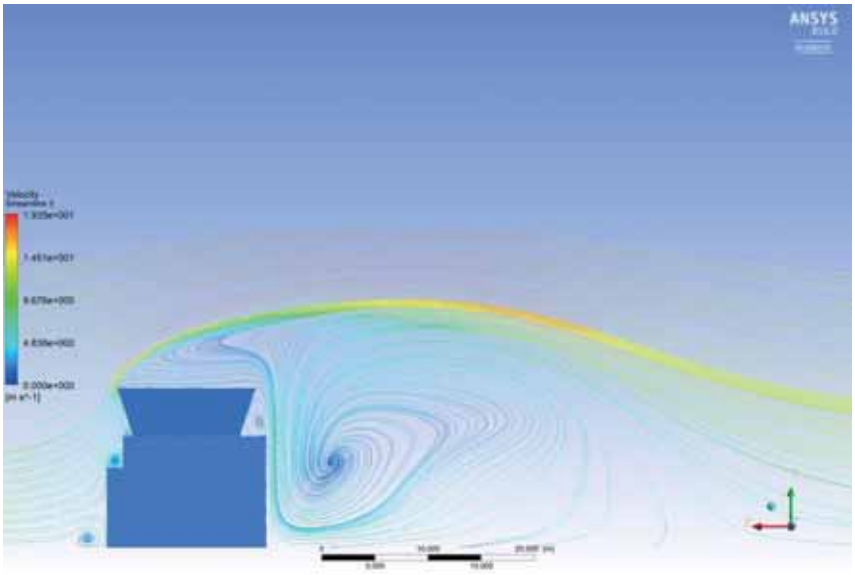


Figure 14. Instantaneous velocity tracer lines of all sharp edges superstructure

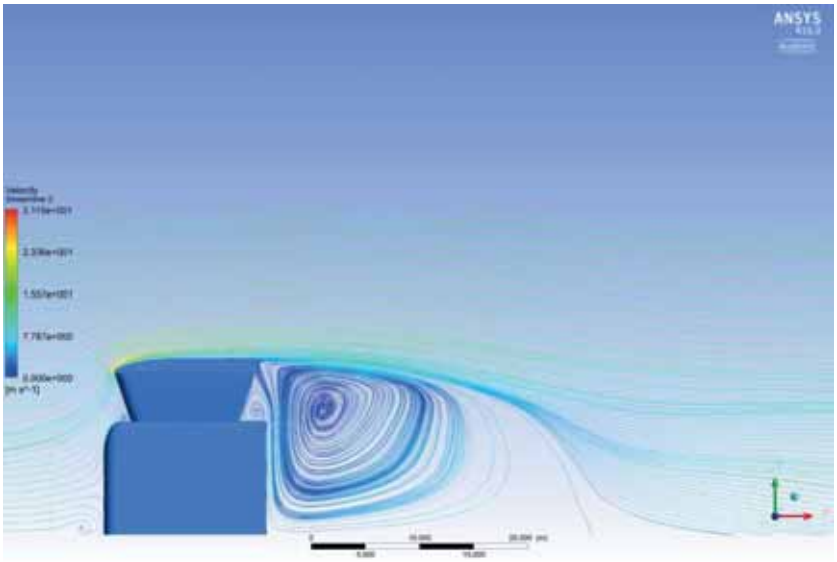


Figure 15. Instantaneous velocity tracer lines of all rounded edges superstructure

It can be said that all sharp edges superstructure has higher velocity separating line and has bigger vacuum fields at the wake area of the object than all rounded edges superstructure has from Figure 12 and 13. Also, it can be seen that all sharp edges superstructure has higher vorticity fields than all rounded edges superstructure has from Figure 14 and 15. Instantaneous tomographic vortex fields from XFlow calculations are given in Figure 16 and 17. The calculations are from 14.78th second which is the 739nd-time step.

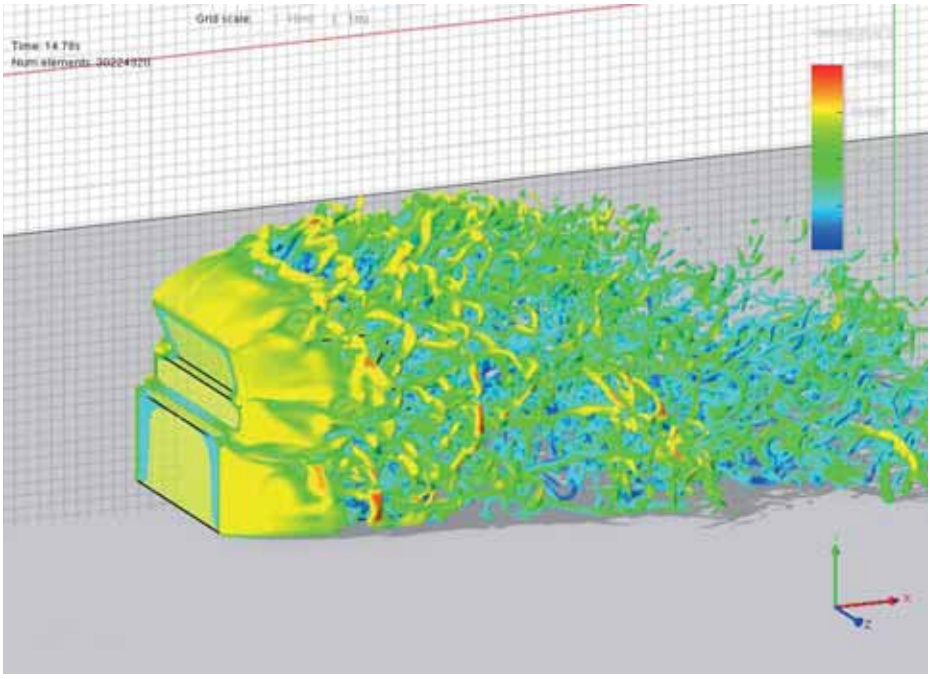


Figure 16. Instantaneous tomographic vortex fields of all sharp edges superstructure

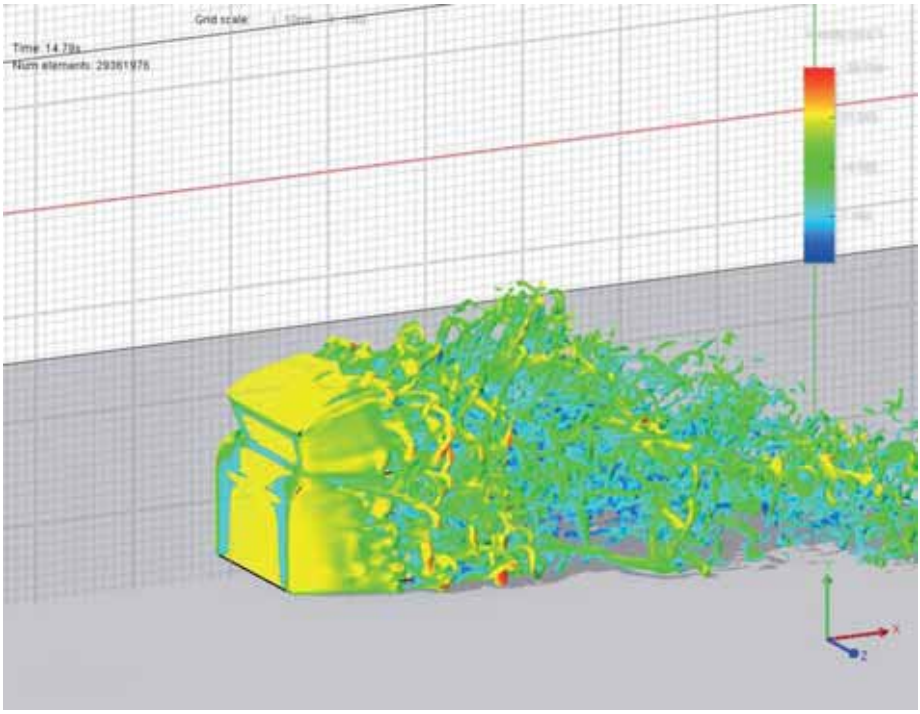


Figure 17. Instantaneous tomographic vortex fields of all rounded edges superstructure

From the images that are given above, it can be observed that all sharp edges superstructure has more vorticity rates and has more turbulent flows at the wake area of the object than all rounded edges superstructure has from Figure 16 and 17. So it can be said that all rounded edges superstructure has more regular flow around of it.

The longitudinal force coefficient (C_x) which is also called drag coefficient is calculated for XFlow calculations and Fluent calculations. The time - C_x graphic which is taken from XFlow is given in Figure 18.

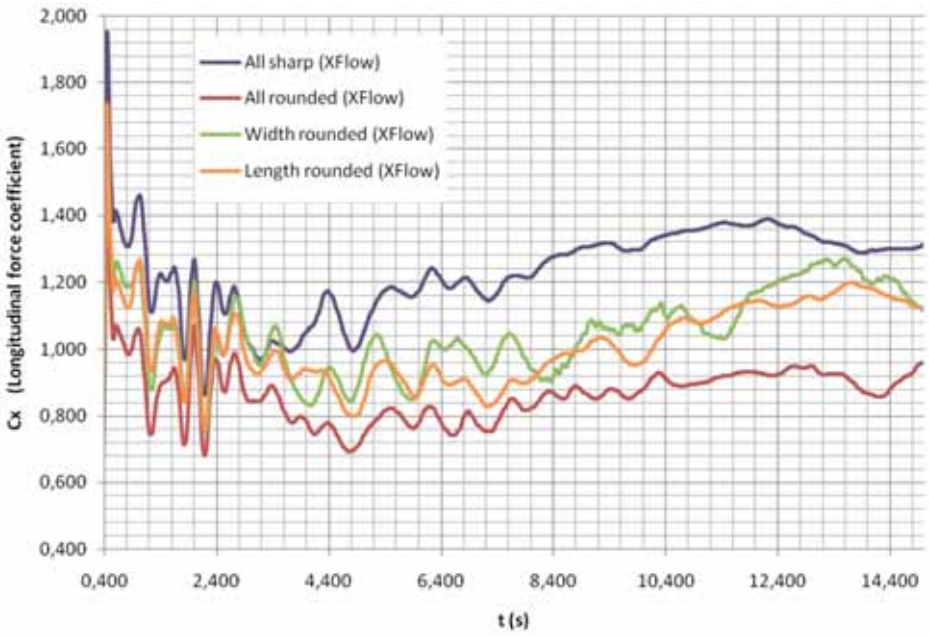


Figure 17. Time - longitudinal force coefficient (C_x) graphic which is taken from XFlow

From this graphic, it can be observed, all sharp edges superstructure has highest C_x value and all rounded edges superstructure has lowest C_x value. Width and length rounded edges superstructure has close C_x values and it's lower than all sharp and higher than all rounded edges superstructure.

Also, C_x of all sharp and all rounded edges superstructure is calculated with Fluent calculations. This graphic which is taken from Fluent calculations can be seen from Figure 18. Also, it can be seen the comparison of Fluent and XFlow calculations from Figure 18.

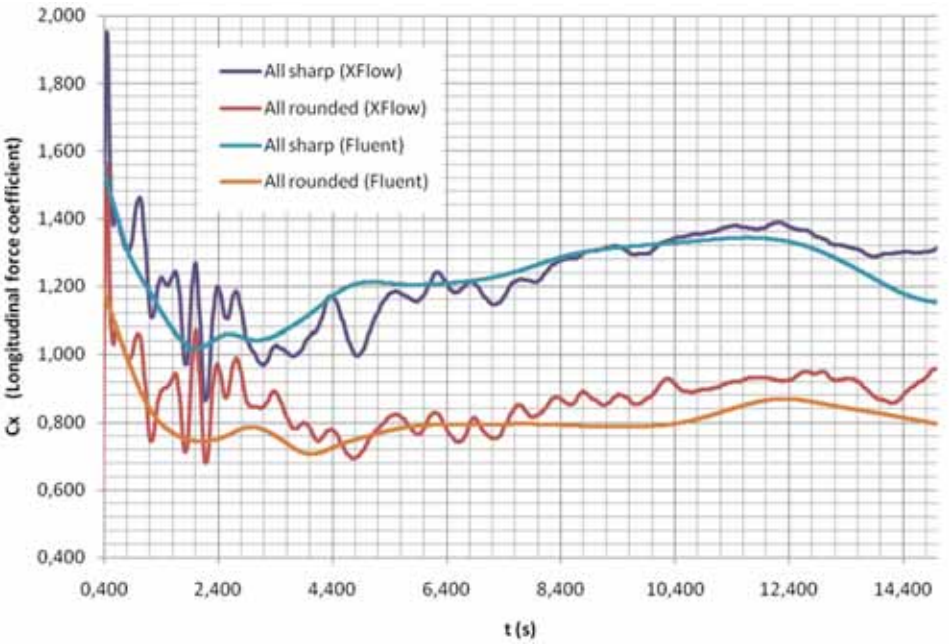


Figure 18. Time – longitudinal force coefficient (C_x) graphic which is taken from Xflow and Fluent

As it can be seen from the graphic, XFlow and Fluent time-Cx results despite not havingachieved a perfect match they are close to each other. It can be acceptable to say both calculations have close values.

4. CONCLUSIONS

After the calculations and comparisons, it can be seen that rounded edges superstructures has lower longitudinal force coefficient and obviously dependent on this result, has lower wind resistance. Width rounding or length rounding has very close each other and as it was expected, has higher Cx values from all rounded edge superstructure and has lower Cx values from all sharp edge superstructure.

Today, due to global warming and necessity of reducing emissions, fuel efficiency is a very important parameter for the shipping sector. And optimizing the shapes of the edges of superstructures can be an improvement for wind resistance and fuel consumption. Optimizing of those edges is not a complicated work against optimizing of a vessel body form. So in long term, it can also be beneficial for shipping economy.

5. REFERENCES

[1] International Maritime Organisation (IMO), 2014, " Third IMO Greenhouse Gas Study 2014", Micropress Printers,Suffolk, UK, pp. 20.

[2]Turk, A., & Prpic-Orsic, J., 2010, " Estimation of Extreme Wind Loads on Marine Objects", Brodo Gradnja., Vol. 60, pp. 147-156.

[3] Wnęk, A.D., Paço, A., Zhou, X-Q., Guedes Soares ,C. , 2013, " Numerical and Experimental Analysis of the Wind Forces Acting on LNG Carrier", V European Conference on Computational Fluid Dynamics (ECCOMAS CFD), 2010, Lisbon, Portugal.

[4] Haddara, M.R., & Guedes Soares, C., 1999, "Wind loads on marine structures" J. of Marine Structures. Vol 12, pp. 199-209.

[5] Kubo, S., 2011, " Shape optimization of the superstructure of ships with an automated framework based on CFD tool", 6th OpenFOAM Workshop, 2011, PennState University, USA.

CFD ANALYSIS OF VENTILATION SYSTEM

FOR AN ENGINE ROOM

Cem TASDEMIR[1] and Seyfettin BAYRAKTAR[2]

ABSTRACT

Engine room of marine vessels are equipped with ventilation system which provide fresh air for properly oil burning in the combustion engines and to remove unwanted heat from the main engines, auxiliary generators and other heat sources. In addition to this keeping the temperature within allowed values is necessary for crews` optimum working conditions. In the present paper, the ventilation system of the engine room of an ASD tug built by SANMAR Shipyard is investigated. Temperature distribution in the engine room is measured experimentally during her sea trial at full speed condition and then compared with the numerical studies performed by computational fluid dynamics (CFD). It is seen that the developed numerical model is in good agreement with the experimental data.

Keywords: Computational Fluid Dynamics, Engine Room, Ventilation, Turbulence

1. Introduction

Engine room is one of the important compartment in marine vessel due to contain vital equipment which have different features and functions to move and bring operational capability to the ships. These major equipment require both piping and ventilation system to start operation. Particularly ventilation system have significant responsibility in terms of directly influence on engine room equipment performance, lifetime and crew working environment.

The primary mission of a well-designed ventilation system provide fresh air for properly oil burning in the combustion engines and to remove unwanted heat from the main engines, auxiliary generators and other heat sources. The volume of the air to be supplied is determined from sum of airflow for combustion and airflow for evacuation of heat emission. In addition to that keeping the temperature within allowed values is necessary for crew optimum working condition. For example, the temperature of the main engine room cannot be higher than 35 ºC according to ISO 8861:1998 [1]. Due to such strict standard international institutions, organizations and engine suppliers recommend to consider the conditions given in Table 1 that shows that 60% tropical ambient relative humidity at 45 ºC is the absolute limit for humans to survive in the theory. For winter conditions, density of the air will increase and consequently compression and maximum firing pressure will be increase too. In order to prevent undesirably high pressure at low temperature, the turbocharger air inlet temperature should be kept as high as possible.

1 SANMAR Shipyards, Design Department, Tel: +90 216 458 59 00, e-mail: cmtasdemir@gmail.com
2 Yıldız Technical University, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Faculty of Naval Architecture and Maritime, Tel: +90 212 383 70 70, e-mail: sbay@yildiz.edu.tr

Table 1. Ambient reference conditions for engine room environment

	ISO 15550:2002(E)[2]	IACS M28 (1978) [3]	MAN B&W [4]
	ISO Ambient Reference Conditions	Tropical Ambient Reference Conditions	Winter Ambient Reference Conditions
Barometric Pressure	1,000 mbar	1,000 mbar	1,000 mbar
Air Temperature	25 ºC	45 ºC	10 ºC
Cooling Water Temperature	25 ºC	32 ºC	10 ºC
Relative Air Humidity	%30	%60	%60

Engine manufactures [5] generally provide information about the ventilation system. For instance, Caterpillar highly recommends that engine room temperature should be kept below 49 ºC otherwise amount of necessary fresh air should be taken directly from outside. However, it should never below 5 ºC which can be achieved by stopping one or more air supply fan. Fresh air inlet should be ducted away from the heat source and should be discharged as low as possible towards the floor level while exhaust opening will be placed at the top of the engine room. It is required that the position of the air inlet louvre should be arranged to avoid the suction of exhaust gas into the engine room. Combustion air temperature is one of the most important parameters that affects engine efficiency, maintenance interval and exhaust gas amount. Table 2 shows the effect of the air temperature for main engine performance.

Table 2. Ambient reference conditions of main engine [5]

Turbo Inlet Air Temperature, ºC											
Inlet Manifold Air Temperature, ºC		25	30	35	40	45	50	55	60		Aftercooler Water Inlet Temperature, ºC
	21	100%	100%	100%	100%	100%	100%	97.6%	94.8%	0	
	27	100%	100%	100%	100%	100%	100%	97.2%	94.3%	7	
	34	100%	100%	100%	100%	100%	100%	96.8%	93.8%	13	
	40	100%	100%	100%	100%	100%	99.8%	96.4%	93.4%	19	
	46	100%	100%	100%	100%	100%	99.8%	95.9%	92.9%	26	
	52	100%	100%	100%	100%	100%	97.9%	95.4%	92.4%	32	
	58	100%	100%	100%	100%	100%	97.7%	95.0%	92.0%	39	
	65	100%	100%	100%	100%	100%	97.4%	94.6%	91.5%	45	
	71	100%	100%	100%	100%	100%	97.0%	94.2%	91.1%	52	
	77	100%	100%	100%	100%	100%	96.6%	93.7%	90.6%	58	
	85	100%	100%	100%	100%	99.7%	95.8%	92.5%	89.1%	67	

CFD has been used more extensively nowadays with a rapidly increasing trend in a wide variety of engineering fields and industry such as automotive, medical research, aerospace and maritime. Doğrul et al. [6] used a CFD to model heat, ventilation and air conditioning (HVAC) unit in a room for performance analysis. Standard k-ε model used to show how air conditioner location effect the air ventilation and distribution of the room. Kılıç and Sevilgen

et al [7] investigated the radiator heated room air flow and temperature distribution with RNG k-ε model which demonstrate compliance for turbulence model. Newton and Lewis et al [8] simulate thermal profile of engine room not only with CFD analysis, but also make measurements on board to validate experiment results. Jian, Hongjuan and Yiping et al [9] perform CFD analysis to show temperature field and velocity field distribution for bulldozer cab by different types of air supply. RNG k-ε model and SIMPLE algorithm is used to solve governing equations.

Sun et al., 2013 [10] used a CFD model to investigate the dense gas dispersion of liquefied natural gas (LNG). Field measurements show that the CFD model can be used to predict the dispersion with 19.62% error.

Temperature distribution prediction with CFD in the engine room of a catamaran type ship was reported by Newton et al., 2014 [11]. The numerical analyses and field measurements directed that the performance of the vessel in extreme climates would be increased if the existent of the ventilation system of the ship had been improved since the installed system was inappropriate.

A recent study on the gas dispersion in a ship engine room has been published by Li et al., 2016 [12]. It was showed that the gas dispersion depends on multiple parameters and under the impact of the air flow; temperature gradient and gas-buoyancy, natural gas tends to accumulate on the top of the engine room.

The literature survey reveals that the studies on the temperature distribution and air flow in a ship engine room is rare. Actually only the study of Newton et al., 2014 was reported on the topic directly. Therefore, the objective of this study is to develop a CFD model to compute the temperature and flow fields to use during the design of the engine room for better working conditions and supplying the air in appropriate amount and temperature.

2. Engine room

The boat under consideration is an ASD tug built by Sanmar Shipyard. The length and moulded beam of the tugboat is 24 m and 11 m, respectively. She gives a bollard pull of 60 tons. Main propulsion consist of a pair Caterpillar 3512C diesel engine, each has a capacity of 1765 kw at 1600 rpm, and each driving with Rolls-Royce Z-drive. The dimensions of the section of the engine room to evaluate the performance of the current ventilation system are approximately $10.1^{x}x11^{y}x3^{z}$ m^3 where x, y and z show the longitudinal, spanwise and normal-directions, respectively. There are two inlet and outlets to and from the engine room to intake the fresh air and polluted air in the engine room. The ducts deliver air from the fan intake grills to the inside of engine room is showed in Figure 1. Branches for the supply air are designed as short as possible in order to minimize effect of the backpressure. The openings of the supply ducts are arranged to:

- Ensuring effective circulation inside engine room,

- Supplying adequate air to consumers,
- Blowing not directly to radiant heat surface, such as engine or exhaust pipe.

Figure 1. Position of intake and relief air for engine room.

The general overview of the engine room with the fresh air and turbocharger inlets are showed in Figure 2.

Figure 2. Position of air inlet duct for engine room portside.

In the present paper, Boğaçay class ASD tug built by Sanmar Shipyard is investigated. Tugboat has 24 m length with a moulded beam at 11 m. She gives a bollard pull of 60 tonnes. Main propulsion consist of a pair Caterpillar 3512C diesel engine, each has a capacity of 1765 kw at 1600 rpm, and each driving with Rolls-Royce Z-drive[13]. Necessary combustion

air requirement for each main engine is 2.83 m/s at full load and the related heat radiation to surrounding medium is 119 kW. Despite having two generator in engine room, one of them taking into account for CFD analysis because under normal conditions other one is keeping as a stand-by. Each generator need 0.08 m/s air for combustion process and the generated heat radiation is 23.2 kW [14]. According to ISO: 8861 the maximum theoretical air requirement is calculated as 38000 m^3/h and two centrifugal axial fan provided for ventilation system both has a 40000 m^3/h capacity.

For simulation 3-D simplified working domain (Figure 3) is modelled with RHINO Ceros software. This domain include a pair of diesel engines, generators and exhaust system for main engine. Relatively small heat radiation value of having pumps, electric panels and other equipment are neglected.

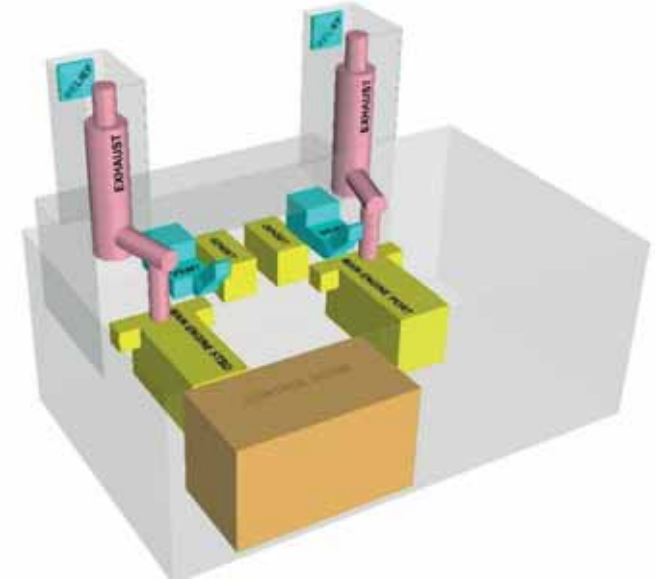
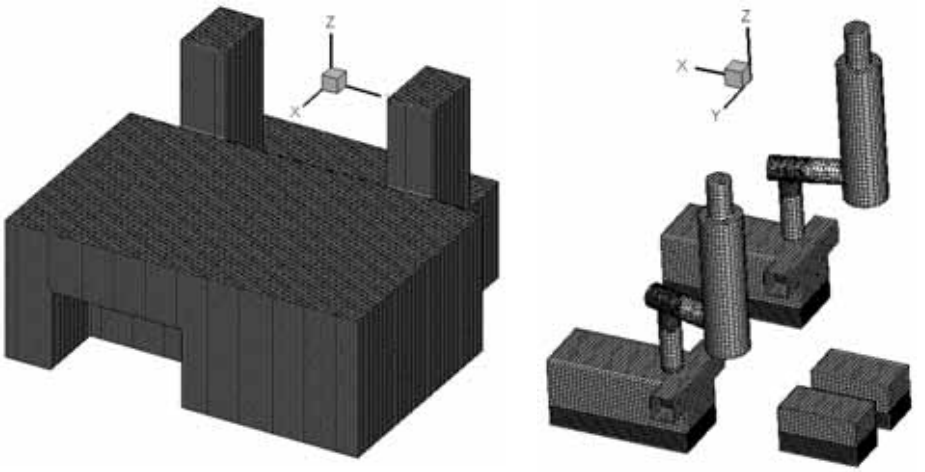


Figure 3. Simplified engine room model for CFD analysis

The grid generation is the most important step that defines the cells to calculate flow variables for dedicated computational domain. The engine room is meshed with approximately one million elements as illustrated in Figure 4.



(a) (b)

Figure 4. Mesh structure on the working domain (a) and main engines, generator sets and exhaust pipes (b).

In the present CFD simulations, engine room ventilation system is investigated. Computational analysis are performed on a personal computer of 2.4 GHz at 16 GB Ram

2. Mathematical model and boundary conditions

Flow and temperature distribution in the engine room are governed by conservation of mass, momentum and energy laws. Finite volume method has been used for discretization scheme. The flow is considered steady, turbulent, incompressible and three-dimensional (3D). Standard k-ε (SKE) model is used for modelling turbulent flow to show path lines, velocity and temperature fields. The objective of the study is to determine the air and temperature distributions in the engine room to improve thermal comfort and engine efficiency. The SKE model which is based on the model transport equation for the kinetic energy (k) and its dissipation (ε). The governing equations are stated below for mass conservation (Eq.1), momentum equation (Eq.2), turbulence kinetic energy (Eq.3) and its distribution (Eq.4):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \times (\rho u) = 0 \tag{1}$$

where ρ is density, t is time and u refer to velocity vector of fluid.

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \times (\rho u u) = -\nabla p + \rho g + \nabla \times (\mu \nabla u) - \nabla \times \tau_t \tag{2}$$

where p is the pressure, g is gravitational acceleration,μ is dynamic viscosity of fluid and τ_t is the divergence of the turbulence stress.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u k)}{\partial x}=\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu+\frac{\mu_t}{Pr_k}\right]\frac{\partial k}{\partial_x}+\mu_t G-\rho\varepsilon+S_{k,p} \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x}=\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu+\frac{\mu_T}{Pr_\varepsilon}\right]\frac{\partial \varepsilon}{\partial_x}+\frac{\varepsilon}{k}[C_1\mu_T G-C_2\rho\varepsilon]+S_{\varepsilon,p} \tag{4}$$

In above equations, C_1 and C_2 are empirical model constants; Pr is represents Prandtl numbers for kinetic energy; S is user-defined source term; and turbulence kinetic energy (G) calculated as in Eq.5:

$$G=\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\frac{1}{\rho^2}\frac{\partial \rho}{\partial x_j}\frac{\partial \rho}{\partial x_J}-\frac{2}{3}\left(\frac{\rho k}{\mu_T}+\frac{\partial u_i}{\partial x_J}\right)\frac{\partial u_J}{\partial x_j} \tag{5}$$

The governing equations are solved using Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation (SIMPLE) algorithm for steady-state analysis with second-order discretization for the momentum equation and second-order upwind for the turbulent kinetic energy.

Continuity and Navier-Stokes equations need appropriate initial and boundary conditions to be applied for solving process. For this reason velocity inlet boundary conditions are used for air inlet ducts to represent uniform air flow to engine room while pressure outlet boundary conditions are applied to funnel exhaust louvre to interpret as the static pressure of the environment. Effect of the heat conduction from main engine, auxiliary engine and exhaust pipe to engine room environment is represented with solid zone boundary conditions which require material type and volumetric heat generation rate (heat source). Steel plates of the surrounding engine room is represented as a wall boundary condition.

The solution is seen converged when the continuity residual is lower than 10^{-3} while the rest of residual are lower than 10^{-6}.

3. Measurements and CFD data

Experimental data is gathered when tugboat in the sea trial for endurance test at full speed condition for six hours. This ensures the engine room temperature and air flow distribution to reach steady-state condition. Simple branch and rectangular section used for distribution of inlet air in engine room. Table 3 shows the measurement data from the sea trail. Because of the resistive losses, provided total air is measured approximately 34060 m^3/h for both starboard and portside in the engine room.

Table 3. Air flow capacity for inlet duct during the sea-trial tests.

Port and Starboard Side is Similar	Duct Dimension		Capacity	
	Height (mm)	Width(mm)	Velocity(m/s)	Flow Rate(m^3/h)
	450	450	12.5	9112
	450	450	12	8748
	350	450	9	5103
	350	450	8	4536
	450	450	9	6561
			Total	34060

Temperature measurement locations and measured values in °C are illustrated in Figure 5. At all measurements points the temperature gauges are positioned one meter in high from the engine room floor.

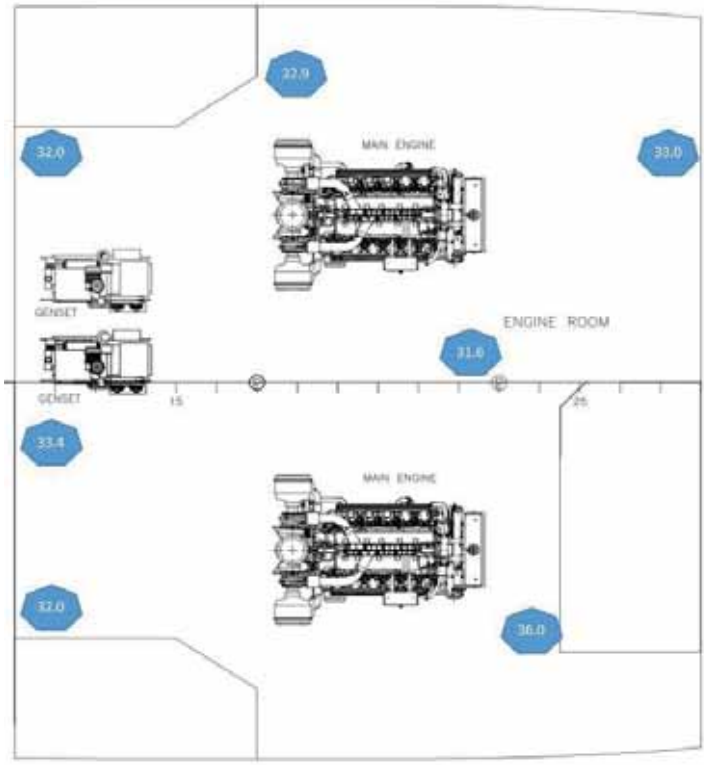


Figure 5. Temperature measurement locations in the engine room.

Figure 6 shows temperature the contours on the main engines, generator sets and exhaust pipes. It is seen that the front surfaces of the main engine is cooler than the rear of it. It is not

surprising since relatively cooler air inlets from the inlets planes of the engines and keeps it cooler. The similar result was concluded by Newton et al., 2014. Temperature on both the engines and exhaust pipes are very close to the measured temperatures during the sea-trials.

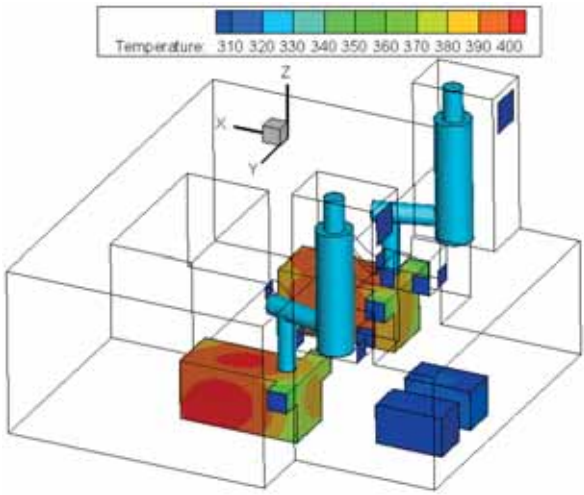


Figure 6. Temperature distribution on the main engines, generator sets and exhaust pipes.

Temperature field is also obtained at two different heights to show how temperature changes from the engines to the far fields in Figure 7. Since the biggest heat sources are the main engines the highest temperatures have been calculated near the engines. The circulation of the fresh air that comes from the atmosphere cools down the air temperature in all directions.

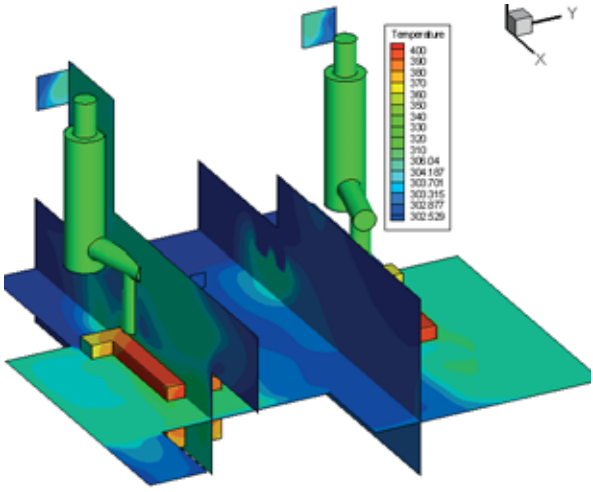


Figure 7. Temperature field at two different height in the engine room.

The measured and calculated temperatures and various locations within the engine room are compared in Figure 8. As it clearly seen that the calculated (CFD) data are in good agreement with the measured temperatures except at the point of 5.

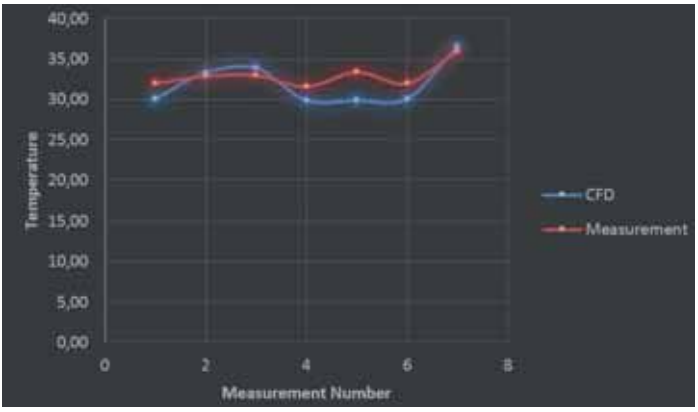


Figure 8. Comparison of the measured and calculated temperature in engine room (in °C).

The circulation of the fresh air within the engine room is illustrated in Figure 9. As stated before, there are two inlets for supplying the fresh air for the main engines, generators set and crew in the engine room. Once it comes in to the engine room it has been directed towards the main engines especially to the inlets of the main engines. Due to limited spaces occupied with various bodies such as engines, pipes and others the fresh air accelerates and decelerates during its motion in the engine room. The motion of the fresh air is similarly observed during the sea trials.

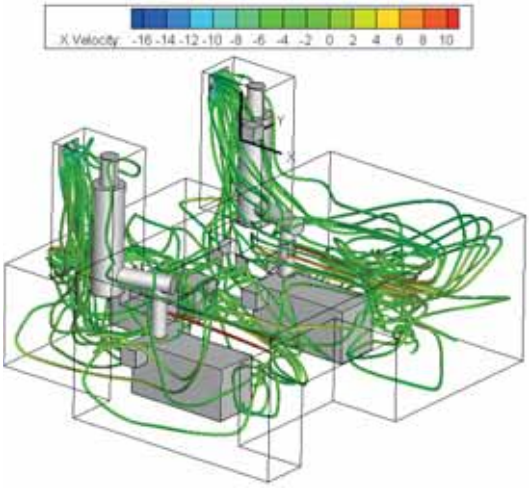
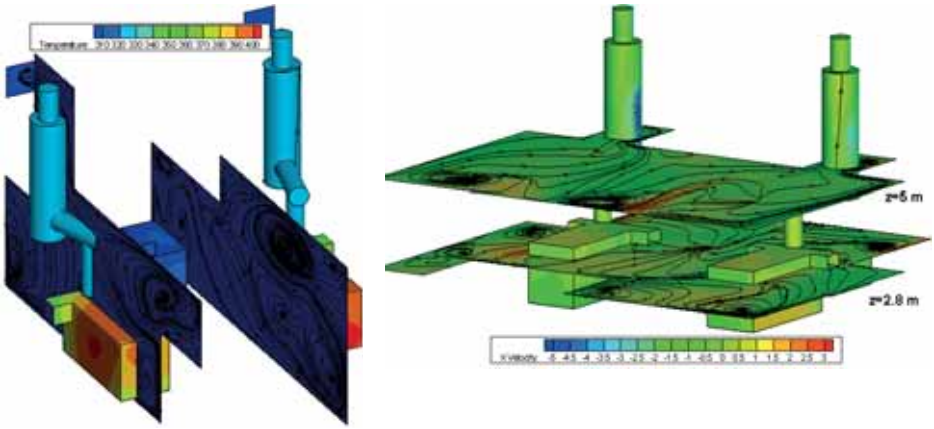


Figure 9. Motion of the fresh air comes from the inlets (colored with velocity in m/s).

Due to the limited spaces and the sharp corner of the engines and ducts lots of recirculation regions are observed as presented in in Figure 10. Recirculation regions with bigger in size are observed at the region between the main engines and top roof of the engine room. In addition to these, relatively small but strong recirculation regions are seen in front and rear of the engines. The existence of the sharp edges of the working domain leads to form smaller circulation regions around the engines.



(a) (b)

Figure 10. Recirculation regions in the engine room and (a) u-velocity distribution superimposed streamlines (b) .

4. Conclusion

This study reports the flow of fluid and heat in an engine room of a tugboat in service. Temperatures at a specific locations are measured during the sea-trials of the boat and then compared with the numerically calculated data. It is seen that both data are in good agreement Temperature distributions on the engines and in the engine room are provided at various planes.

4. Acknowledgements

The authors acknowledge the support of SANMAR Shipyards for providing the precious information about their tugboat.

4. References

[1] ISO 8861 (1998), “Engine room ventilation in diesel-engined ships”

[2] ISO 15550 (2002), “Determination and method for the measurement of engine power”

[3] IACS M28 (1978), “Requirements concerning machinery installations”

[4] MAN Diesel & Turbo (2014), “Influence of ambient temperature conditions”.

[5] Caterpillar (2015), “Engine room ventilation”

[6] Doğrul A, Ozdemir, Y.H., Bayraktar S., (2010), “Modelling of a HVAC unit in a room for performance analysis”, 10th REHVA World Congress on Sustainable Energy Use in Buildings (CLIMA 2010), 09-12 May 2010, Antalya, Turkey.

[7] Sevilgen G.,Kılıç M.,(2011), “Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators”, Energy and Buildings, 137-146

[8] Newton W., Lewis M., (2014), “Numerical modelling of a marine vessel engine room with field measurements”, Sustainable Design and Manufacturing, 79-82

[9] Jian Z., Hongjuan R., Yiping L., “Simulation research on airflow field of bulldozer cab”, International Journal of Mehanical Engineering and Application, 152-155

[10] Sun, B., Utikar, R.P., Pareek, V.K., Guo, K., Computational fluid dynamics analysis of liquefied natural gas dispersion for risk assessment strategies, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 26, 117-128, 2013.

[11] Newton, W., Lewis, M., Carswell, D., Lavery, N., Evans, B., Bould, D., Sienz, J., Investigating the thermal profile of a marine vessel engine room through simulation with field measurements, Applied Thermal Engineering, 73, 1360-1370, 2014.

[12] Li, X.J., Zhou, R.P., Konovessis, D., CFD analysis of natural gas dispersion in engine room space based on multi-facto coupling, Ocean Engineering, 111, 524-532, 2016.

[13] ASD Tug technical data, Access 09.11.2016 http://www.sanmar.com.tr/portfolio-items/bogacay/

[14] Caterpillar, (2015), Performance Data

THE EFFECT OF RESISTANCE ON BOW AND STERN FORMS

Abdi KÜKNER[1] and Münür Fuat MAMUR[2]

ABSTRACT

There are many parameters to be considered during the yacht design stage. Different parameters and effects are minimized tried to make optimum design. The role of bow and stern forms in achieving these designs is important in terms of minimizing viscous resistance and wave resistance. In this study, It was tried to find the best combination of bow and stern forms in the dimensions determined by using different drawing and analysis programs. For this purpose, seven bow forms and six stern forms were matched with each other and 42 models were obtained. By using the similarity ratios of the models obtained at 10,15,20,25,30,35 meters length, then 252 different boat models have been genereted. Resistance calculations have been carried out and compared for different bow and stern forms. Besides the bow and stern form, it was seen that the speed and length of the vessel effect on the boat resistance were high. The comparisons of each of the dimensions of the designated boats determined are examined among themselves.

Key Words: Bow and stern forms, viscous resistance, wave resistance, similarity ratios, overhanging ratio, capsize screening formula, motion comfort ratio

1. Introduction

There are a lot of parameters must be considered for the process of yacht design. It is aimed that different parameters and impacts are minimized, so the optimum design is achieved. The role of the forms of bow and stern sections for achieving that design is important in order to keep viscous resistance and wave resistance minimum. If resistance value keep to minimum, boat consume less energy. The boat get a new identitiy as eco-friendly. For this final design project, various sketching and analysis softwares are used to obtain the best combination of bow and stern forms in specified measurements. With that purpose, as a result of matching 7 different bow forms and 6 different stern forms, 42 distinct models have been achieved. In sequence, by using the similarity ratio for 10, 15, 20, 25, 30 and 35 meter models, 252 different boats have been achieved. NACA 0018 keels used for those boat simulations. The design ratios for different formed boats are calculated and compared. When comparing the calculations, it is examined that different bow-stern forms have different resistance values. Besides the bow and stern forms, cruising speed and boat length have also big impact on the resistance values. In brief, the resistance values of 20 meters and 25 meters boats with one specified bow-stern form will differ. Even though, the simulations and analysis are consistent in terms of stability, additional studies are required. The comparisons for each boat with specified measurements are reviewed under their own titles.

1 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Gemi Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü , Tel: (0212) 285 64 33, e-posta kukner@itu.edu.tr

2 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Gemi Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü , Tel: (0505) 606 8329, e-posta mfuatmamur@gmail.com

2. Bow - Stern Types and Ratios

When the boat in case heeling, if waterline length of the boat less then overall length of boat, form structures in bow and stern causes increase in waterline. In theory, waterline length increases , allows an increases in the boat speed. However, different resistance factors is also necessary to make a detailed analysis of resistance to be engaged.

The following bow forms used:

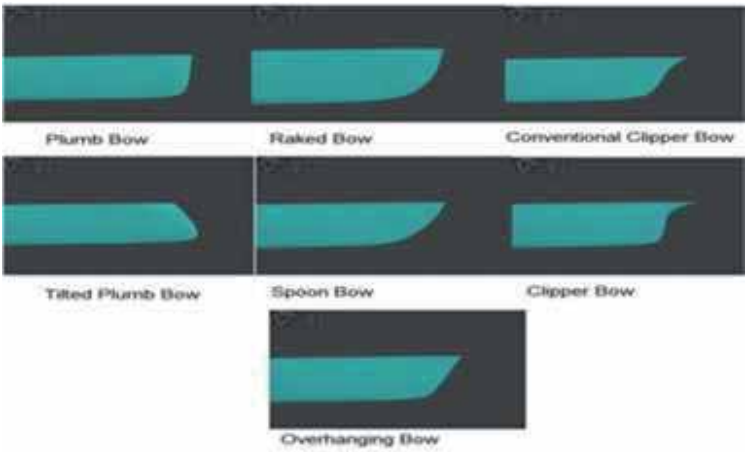


Figure 1. Bow form used in sailing yacht

The following stern forms used:

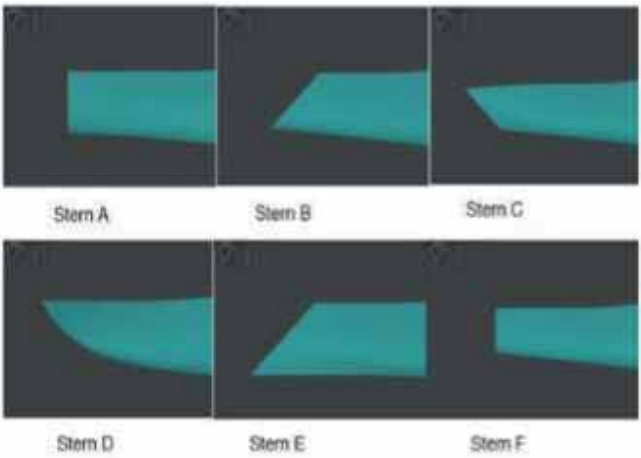


Figure 2. Stern form used in sailing yacht

Some ratios are used when determining the main dimensions of boat or when making some comments about the performance of the estimated. Making use of dimensionless coefficients to compare the two boats is one of the most important methods applied. Dimensionless coefficients as well as statistical data made in the light of empirical formulas are the elements which aid in the design. Speed and stability are the two most important parameters in boat design. Costumer's request is stability providing comfort in addition to speed and safety. Business administers concern with efficiency of boat. The more proportioning data you have the more optimum design you can approach.

2.1. Waterline Length / Width Ratio (L_{WL}/W)

L_{WL}/W is the ratio of length to width of the boat waterline. Waterline length over which boats generally will have lower resistance in the boat with similar bow form. L / W ratio the greater the boat is so delicate/fragile [1]. We obtained 252 from the selected model values rate 20 trough Table 1. are given.

Table 1. Waterline Length / Beam Ratio

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L_{WL}	10,570	26,448	29,493	9,819	18,742	23,356	15,574	35,118	36,774	18,278
B	2,337	5,461	6,571	2,327	4,194	4,857	3,567	6,201	7,800	4,194
L_{WL}/B	4,523	4,266	4,213	4,220	4,469	4,808	4,366	5,663	4,715	4,359
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
L_{WL}	9,896	15,231	25,552	32,810	9,975	9,819	29,973	15,145	29,858	18,680
B	2,326	3,567	4,860	7,150	2,328	2,327	6,575	3,658	6,780	4,268
L_{WL}/B	4,254	4,270	5,258	4,589	4,284	4,220	4,559	4,141	4,265	4,377

2.2. Overhanging Ratio

Overhanging ratio is obtained by dividing the difference between overall length and waterline length of waterline length. The ratio will be zero if boat has no hanging. Ratio growth means that boat bow and stern indicates that hanging. Under this circumstance, boat has more buoyancy and waves occur at the after part. If we look from the viewpoint of propulsion, this is an advantageous [1].

$OR= (L_{OA} – L_{WL}) / L_{WL}$

Table 2. Overhanging Ratio

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L_{WL}	9,570	26,448	29,493	9,819	18,742	23,356	15,574	34,918	36,774	18,278
OR	0,045	0,045	0,01719	0,01843	0,0671	0,0704	-0,037	0,0023	-0,048	0,094
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
L_{WL}	9,896	14,931	25,552	32,810	9,975	9,819	29,973	14,945	29,858	18,680
OR	0,011	0,00462	-0,0216	0,06675	0,0025	0,0184	0,0009	0,0037	0,0048	0,0048

2.3. Capsize Screening Formula

The formula claimed that boat capsized more difficult if the boat has low CSF value.

$CSF = B/(\nabla \times 0{,}333)^{1/3}$

Table 3. Capsize Screen Formula

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L_{WL}	9,570	26,448	29,493	9,819	18,742	23,356	15,574	34,918	36,774	18,278
CFS	2,693	2,304	2,249	2,743	3,029	2,287	2,263	2,241	2,2445	2,482
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
L_{WL}	9,896	14,931	25,552	32,810	9,975	9,819	29,973	14,945	29,858	18,680
CFS	2,736	2,187	2,336	2,276	2,730	2,743	2,26	2,252	2,265	2,501

2.3. Motion Comfort Ratio

The boat that less affected by waves motion more comfortable than others. The boat that has bigger MCR value is more comfortable. So, by using MCR more reliable deductions can be made when comparing the similar ship sizes. In the given formula, overall length, water line and width values are in feet while the displacement is in pounds.

$MCR = \square / (0{,}65B^{4/3}(0{,}7L + 0{,}3L))$

Table 4. Motion Comfort Ratio

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L_{WL}	31,377	86,715	96,698	32,193	61,449	76,577	51,062	114,485	120,570	59,928
MCR	21,808	41,423	47,147	21,587	38,863	43,329	42,691	49,130	45,263	39,16
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
L_{WL}	32,446	48,954	83,777	107,574	32,705	32,193	98,272	49,000	97,895	61,246
MCR	22,501	41,905	52,934	51,056	21,188	21,734	47,305	41,264	46,418	39,820

3. Resistance Calculation Methods

Resistance calculation methods of the boats is different from carrier ships. There are various calculation methods, mainly Delft, Savitsky, Holtrop-Mennen.

3.1. Holtrop-Mennen Method

Holtrop – Mennen method is formed not only by many trials made in the trial dock of Holland ship modelling, but also studying of regression analysis of measurements which were made in ships and expressing the results in ship form parameters.

3.2 Delft Method

Delft is a method based on tests made in laboratories of Delft Technical University for over 25 years. Experimental analysis of different body designs has been developed. It can be observed that productive use range at the Table.5.

Table 5. The Range of Delf Systematic Yacht Hull Series [4]

Length/Beam ratio	L_{WL}/B_{WL}	From 2,73 to 5,00
Beam / Draft Ratio	B_{WL}/T_c	From 2,46 to19,38
Length / Displacement Ratio	$L_{WL}/\nabla_c^{1/3}$	From 4,34 to 8,50
Longitudinal Centre of Bouncy	LCB	From 0,0% to (-8,2%)
Longitudinal Centre of Flotation	LCF	From (-1,8%) to (-9,5%)
Prismatic Coefficient	C_p	From 0,52 to 0,6
Midship Area Coefficient	C_m	From 0,65 to 0,78
Loading Factor	$A_W/\nabla_c^{1/3}$	From 3,78 to 12,67

3.3 Components of Resistance

The components of a sailing yacht resistance can be catagorized into four groups. But three of them are important to this article. As an example of distribution of resistance components in total resistance; percentage distributions of resistance components of the YD-40 prototype sailing yacht, which were tested in trial dock and wind tunnel of Delft University of Technology, are given in Figure 3. Sum of the resistance components are equivalent to the total resistance.[1]

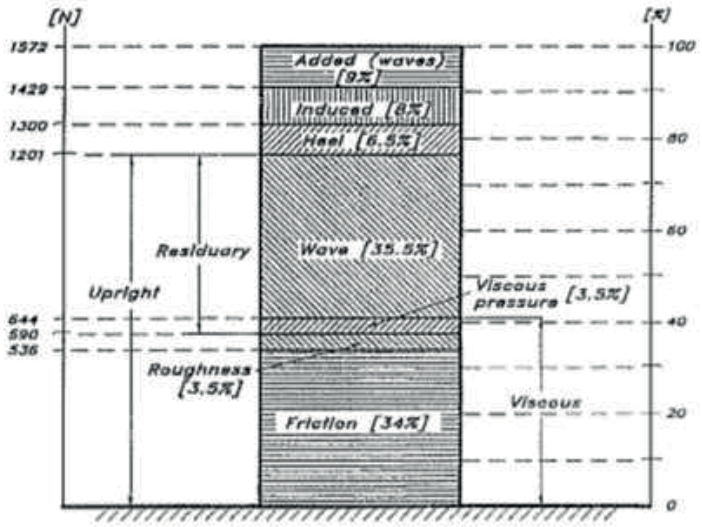


Figure 3. Detailed Resistance Components of a Sailing Yacht (YD-40) [5]

3.3.1 Viscous Resistance

Due to the viscosity effect, resistance a component is assigned to it which is associated with the energy. When the boat is moving, we can see amount of water moving with moving of boat. This layer is called the boundary layer. The observations indicate that the speed of the water molecules starts from zero and towards the end of the boundary layer is equal to the speed of the boat. This layer is thin around the bow but layer is larger to around the stern. Energy loss occurs and surface friction resistance will be more because of moving boat create water mass [2].

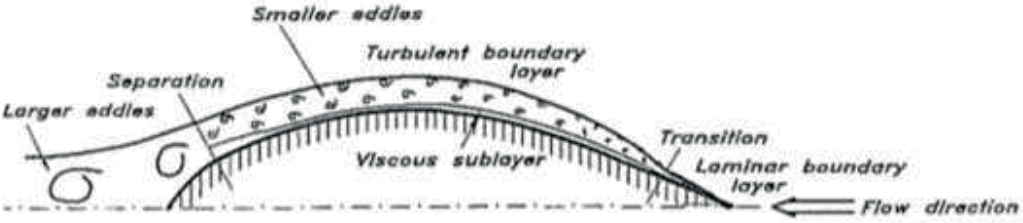


Figure 4. Different Flow Regions Occuring Around a Hull [5]

It can be seen that the boundary layer is small in bow part while deformations in structure of the flow/current occurs towards to the aft. It is also seen the flow/current causes low speed whirlpools in turbulent area. Viscous bottom layer is a layer generated by the surface roughness.

3.3.2 Frictional Resistance

One has only to look down from the deck of a ship at sea and observe the turbulent motion in the water near the hull, increasing in extent from bow to stern, to realize that energy is being absorbed in frictional resistance. Experiments have shown that even smooth, new ships it account for 80 to 85 percent of the total resistance in slow-speed ships and as much as 50 percent in high-speed ships. Any roughness of surface will increase the frictional resistance appreciably over that of a smooth surface, and with subsequent corrosion and fouling still greater increases will occur.[3]

3.3.3 Wave Making Resistance

The wave making resistance of a ship is the net fore and aft force upon the ship due to the fluid pressure acting normally on all parts of the hull, just as frictional resistance is the result of the tangential fluid forces. The wave making resistance depends in large measure on the shape adopted for the area curve, waterlines and transverse sections, and its determination and the methods by which it can be reduced among the main goals of the study of ships' resistance. There are two different wave type as transverse and divergence.

They are occurs in aft and fore, and the move with the boat. Divergence waves' angle is bigger than 18-20 degrees.[3]

4. Models and Analysis

According to Maxsurf's analysis; acquired some data about the viscous resistance and total resistance by keeping fixed the stern type and changing the bow types.

4.1 Resistance Values for Models Having 10 Meter Length

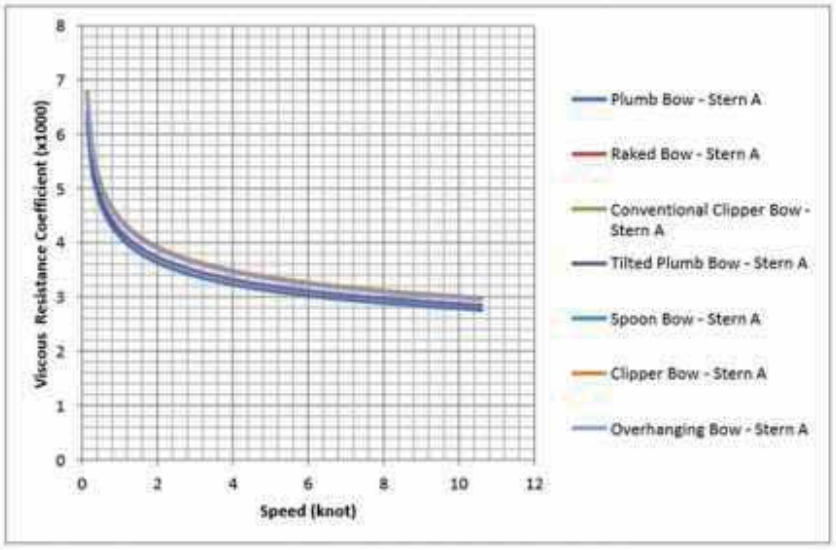


Figure 5. Resistance values for various bow forms with Stern A combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the plumb bow- stern A combination.

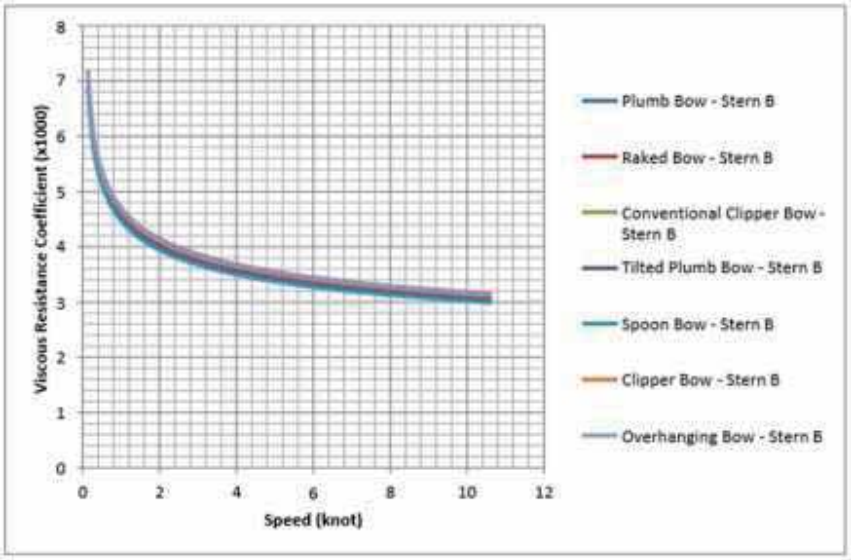


Figure 6. Resistance values for various bow forms with Stern B combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the spoon bow- stern B combination.

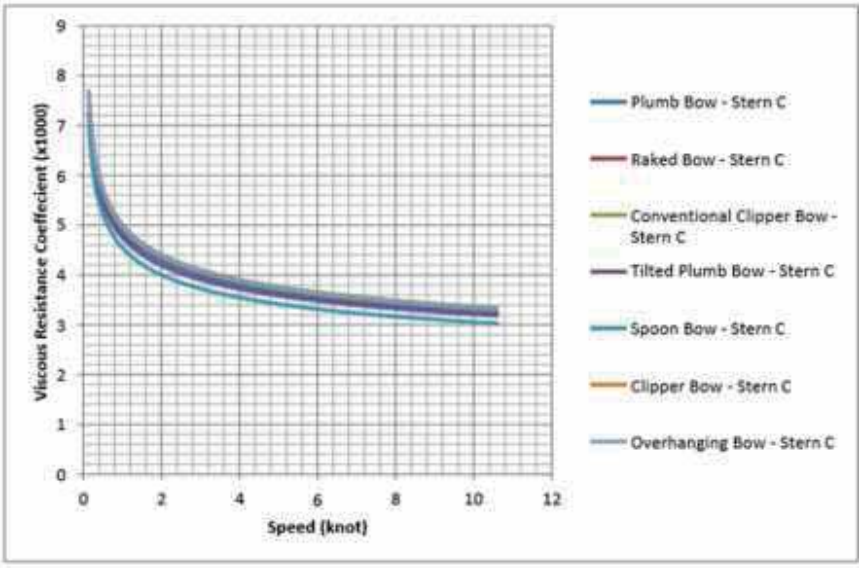


Figure 7. Resistance values for various bow forms with Stern C combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the spoon bow- stern C combination.

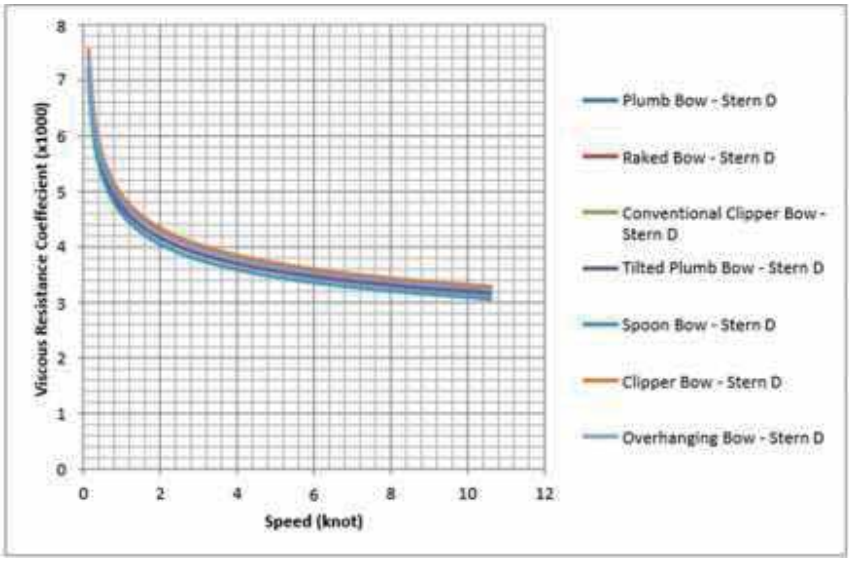


Figure 8. Resistance values for various bow forms with Stern D combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the spoon bow- stern D combination.

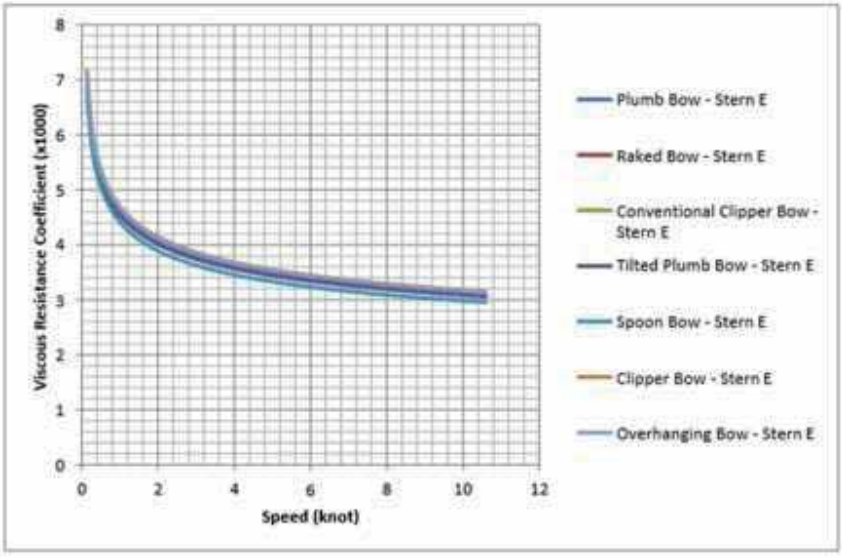


Figure 9. Resistance values for various bow forms with Stern E combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the spoon bow- stern E combination.

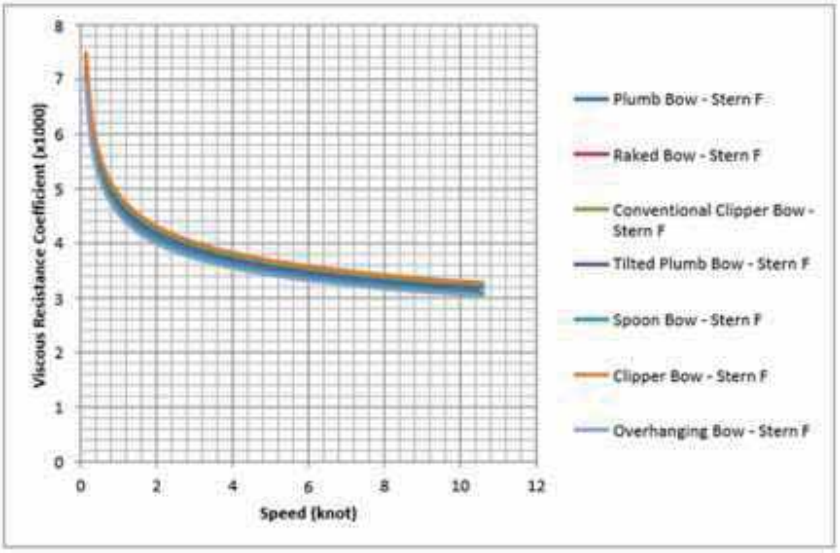


Figure 10. Resistance values for various bow forms with Stern F combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the overhanging bow- stern F combination.

4.2 Resistance Values for Models Having 15 Meter Length

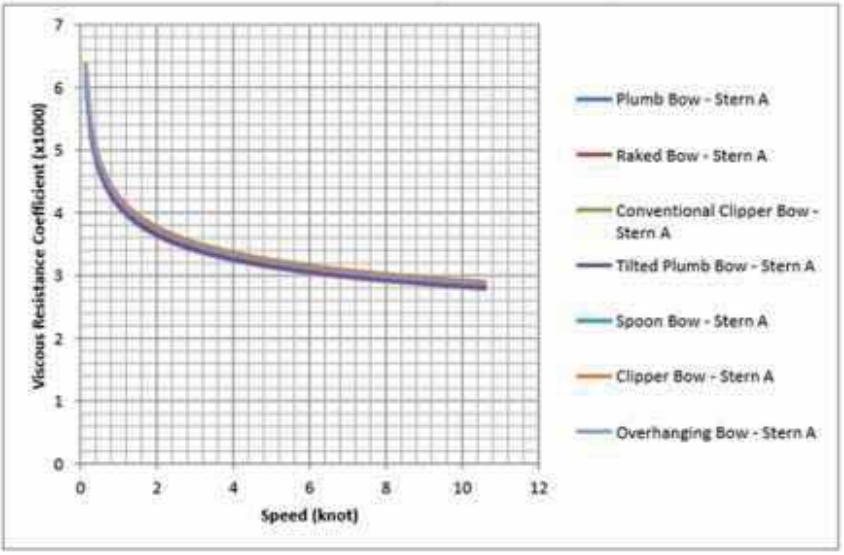


Figure 11. Resistance values for various bow forms with Stern A combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern A combination.

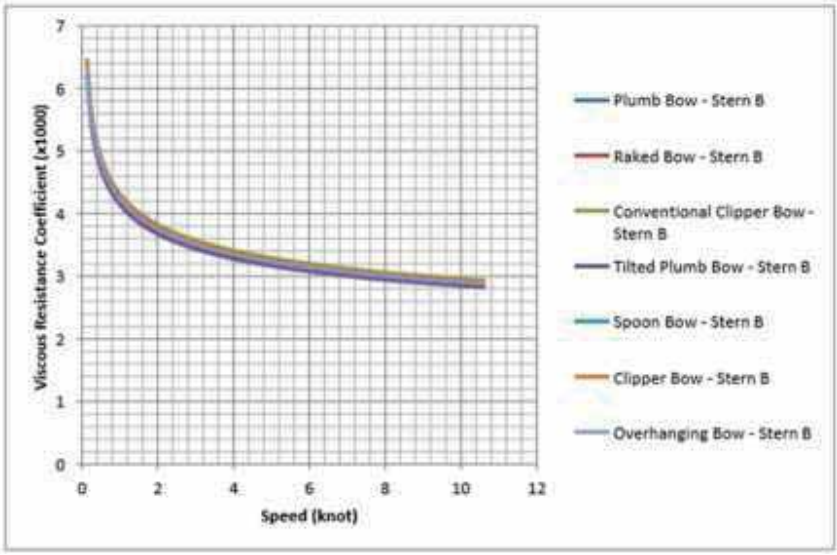


Figure 12. Resistance values for various bow forms with Stern B combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern B combination.

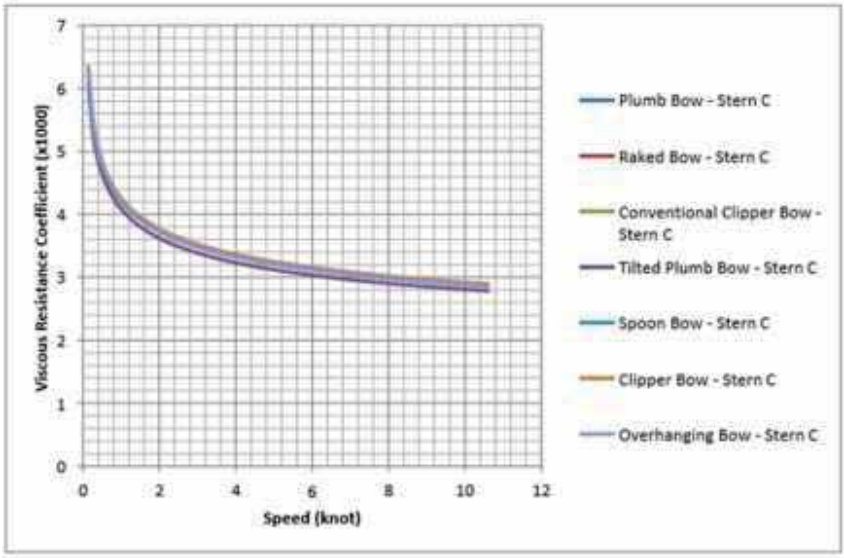


Figure 13. Resistance values for various bow forms with Stern C combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern C combination.

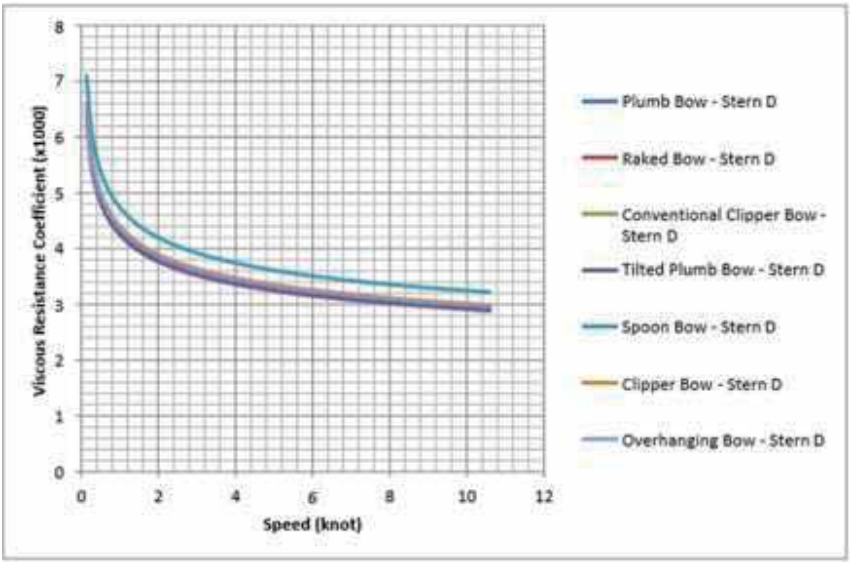


Figure 14. Resistance values for various bow forms with Stern D combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern D combination.

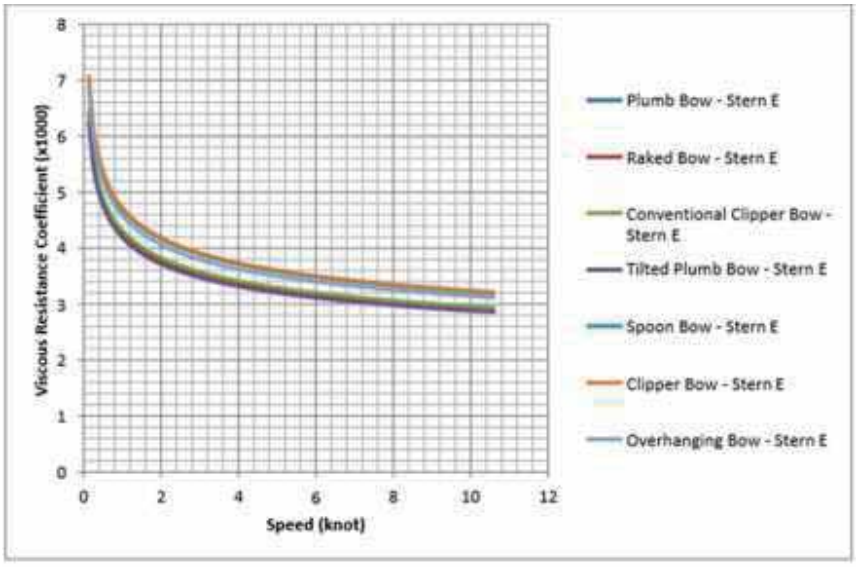


Figure 15. Resistance values for various bow forms with Stern E combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern E combination.

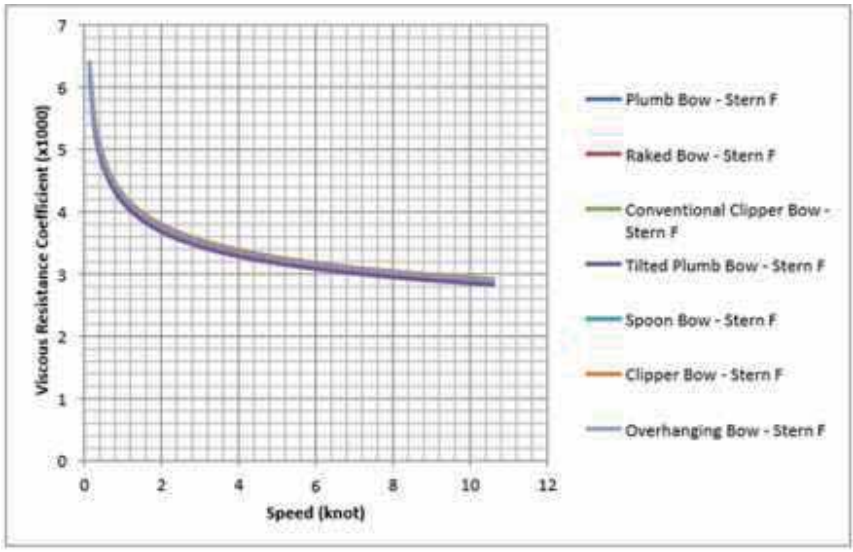


Figure 16. Resistance values for various bow forms with Stern F combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern F combination.

4.3 Resistance Values for Models Having 20 Meter Length

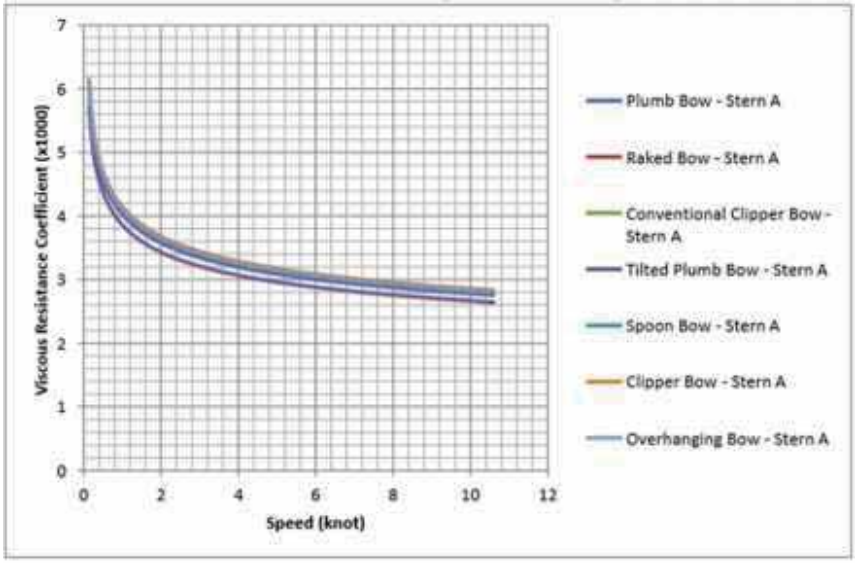


Figure 17. Resistance values for various bow forms with Stern A combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern A combination.

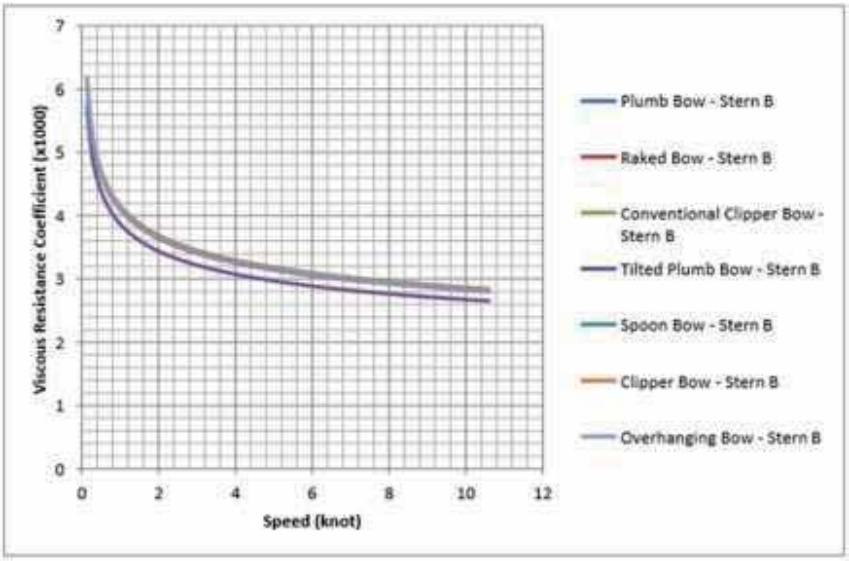


Figure 18. Resistance values for various bow forms with Stern B combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern B combination.

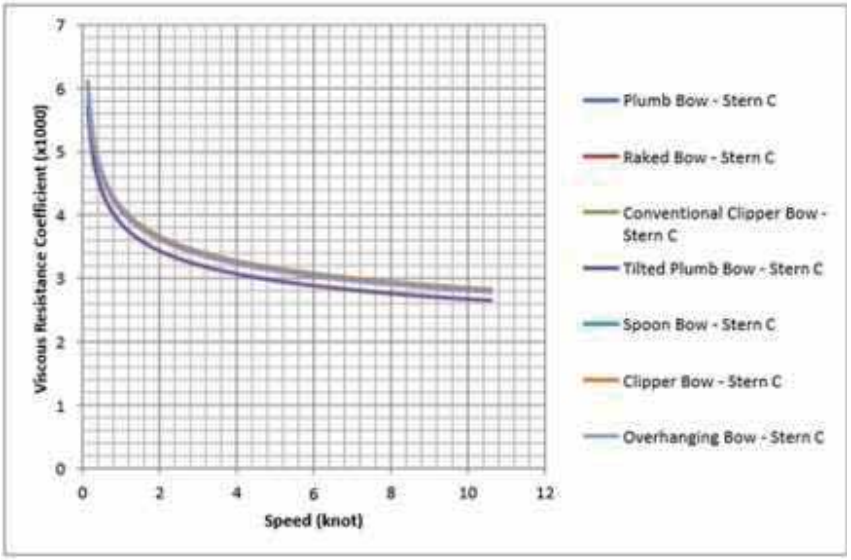


Figure 19. Resistance values for various bow forms with Stern C combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern C combination.

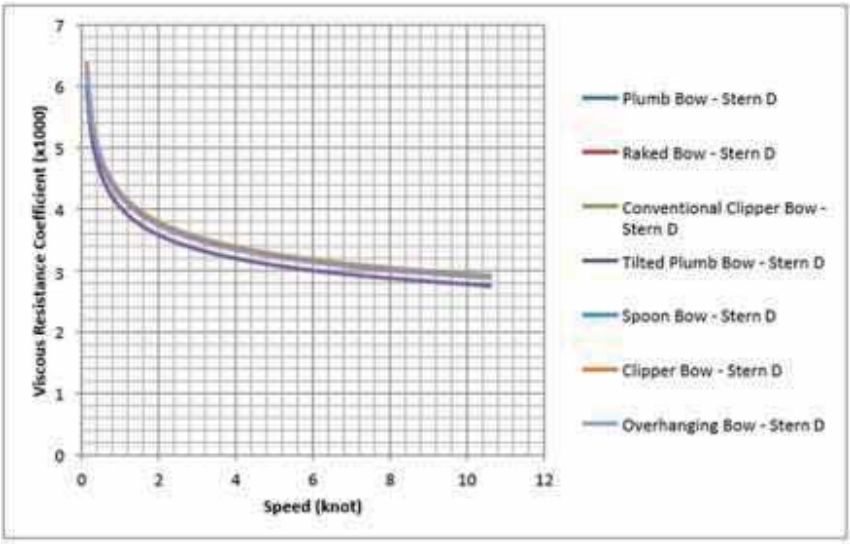


Figure 20. Resistance values for various bow forms with Stern D combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern D combination.

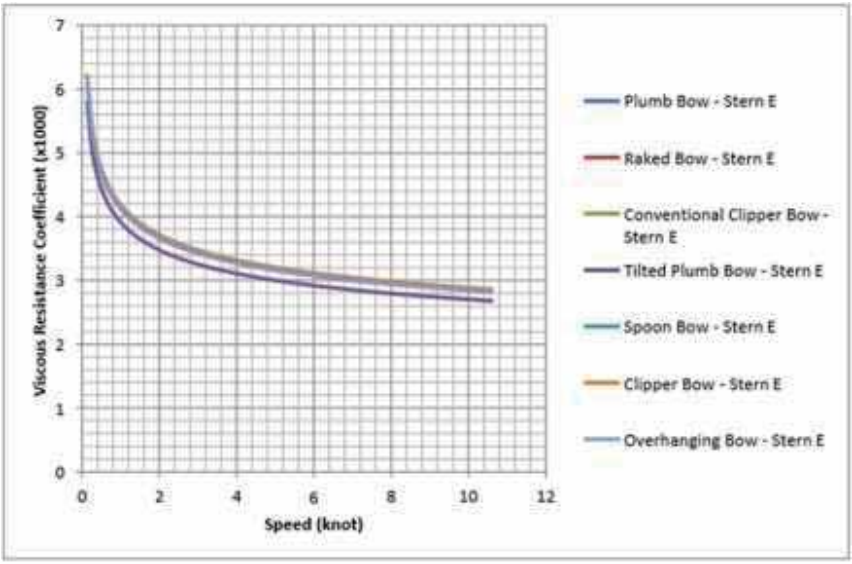


Figure 21. Resistance values for various bow forms with Stern E combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern E combination.

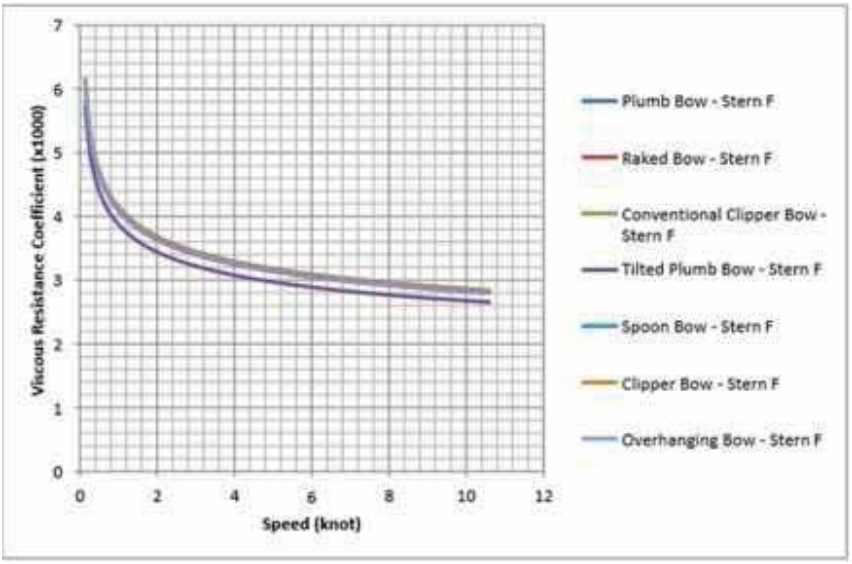


Figure 22. Resistance values for various bow forms with Stern F combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern F combination.

4.4 Resistance Values for Models Having 25 Meter Length

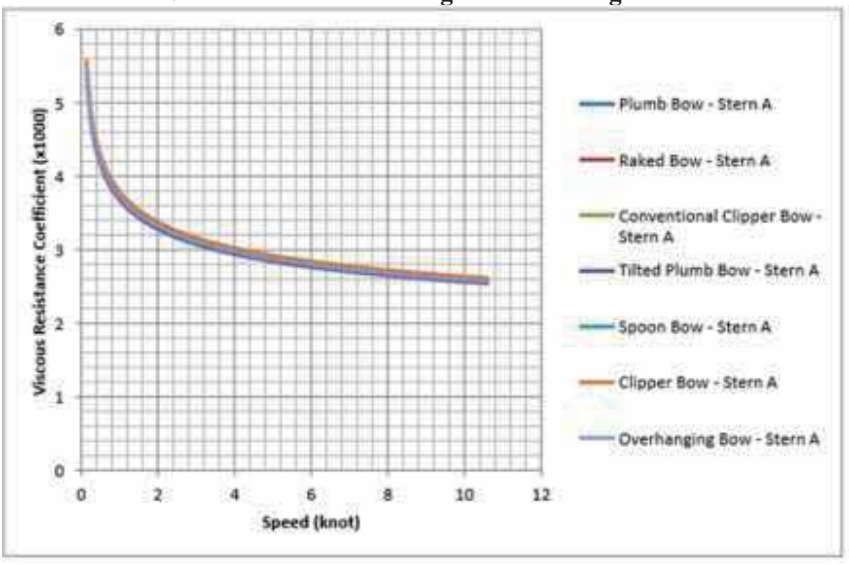


Figure 23. Resistance values for various bow forms with Stern A combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern A combination.

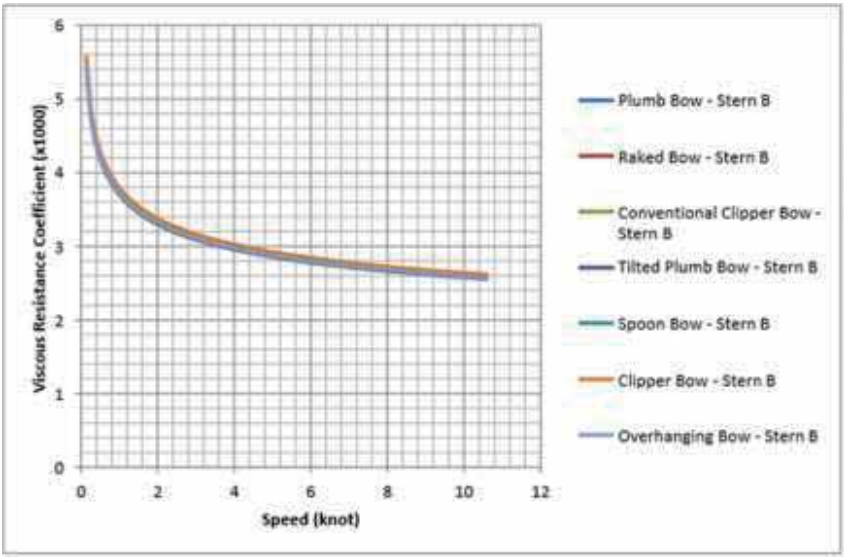


Figure 24. Resistance values for various bow forms with Stern B combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern B combination.

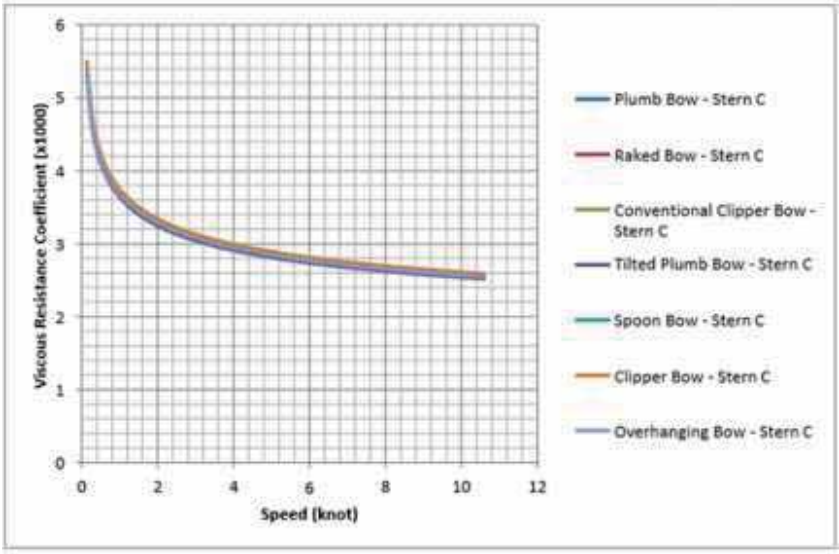


Figure 25. Resistance values for various bow forms with Stern C combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern C combination.

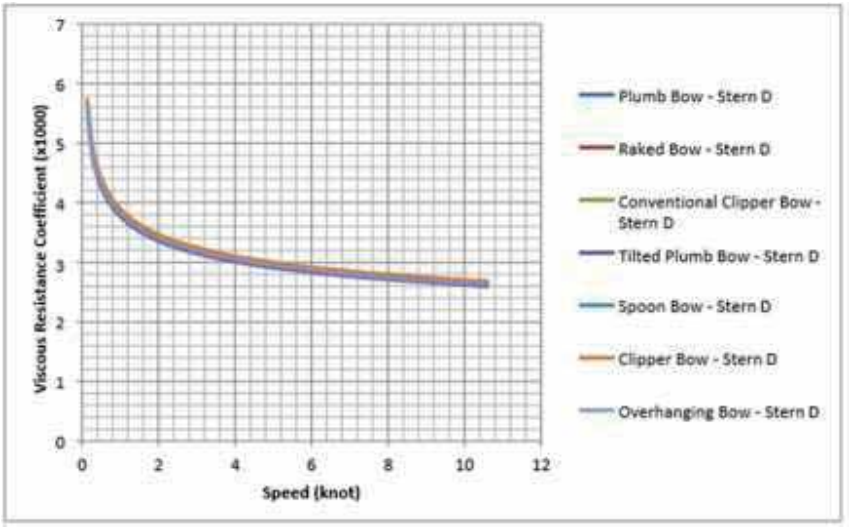


Figure 26. Resistance values for various bow forms with Stern D combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern D combination.

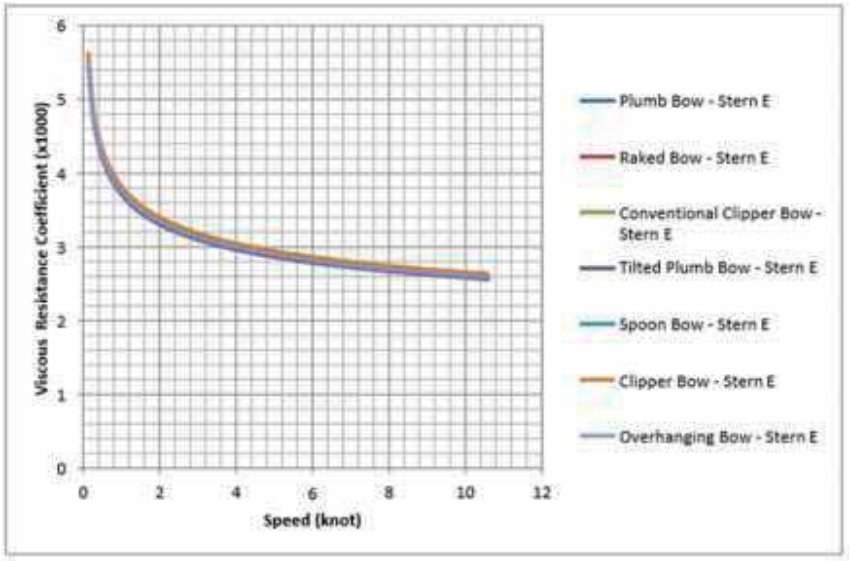


Figure 27. Resistance values for various bow forms with Stern E combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern E combination.

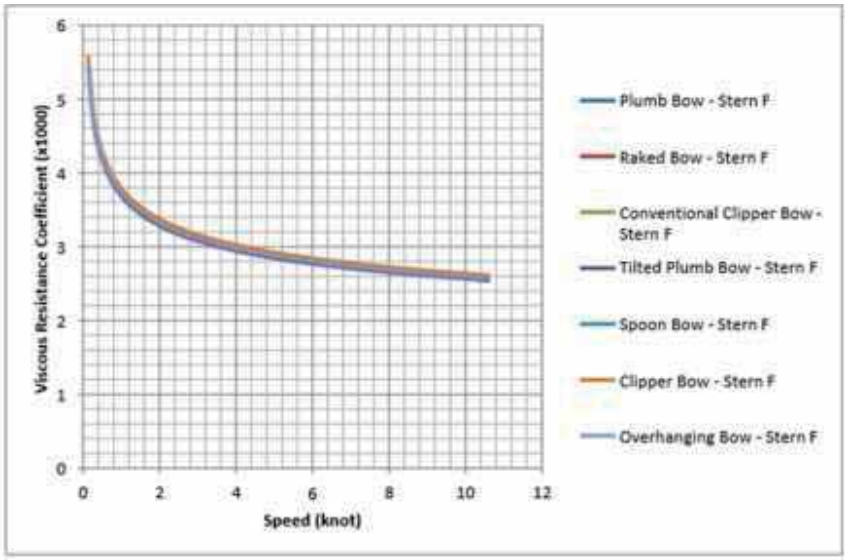


Figure 28. Resistance values for various bow forms with Stern F combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern F combination.

4.5 Resistance Values for Models Having 30 Meter Length

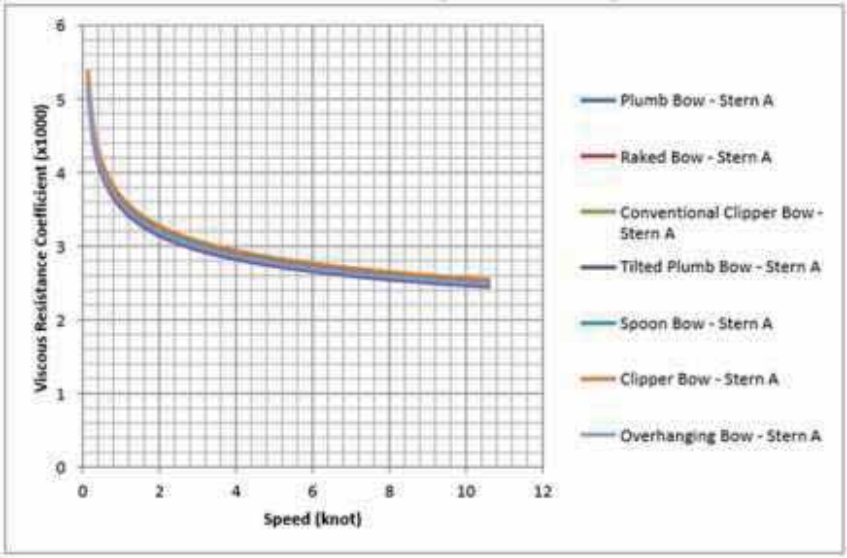


Figure 29. Resistance values for various bow forms with Stern A combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern A combination.

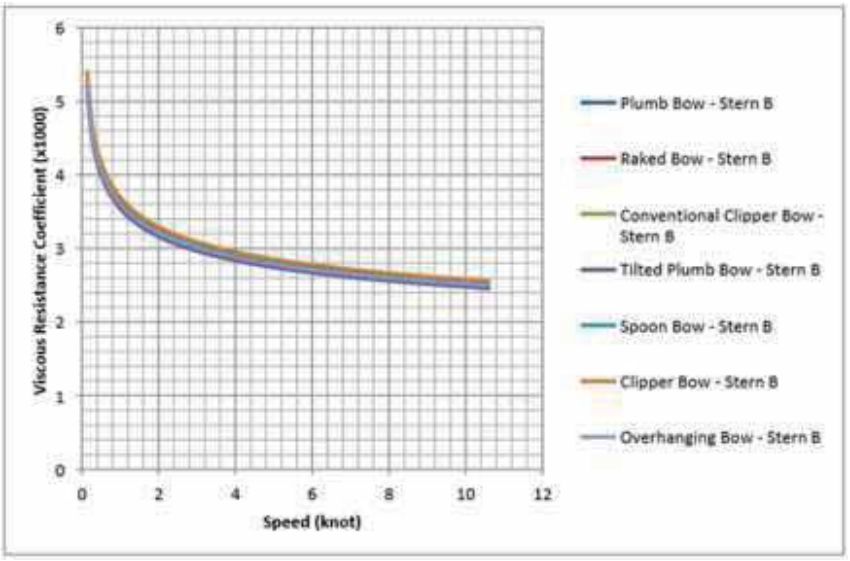


Figure 30. Resistance values for various bow forms with Stern B combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern B combination.

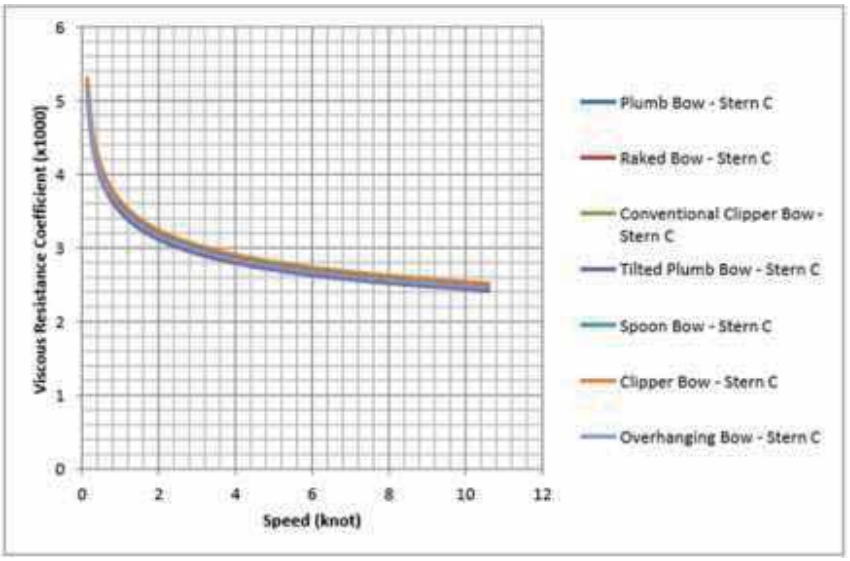


Figure 31. Resistance values for various bow forms with Stern C combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern C combination.

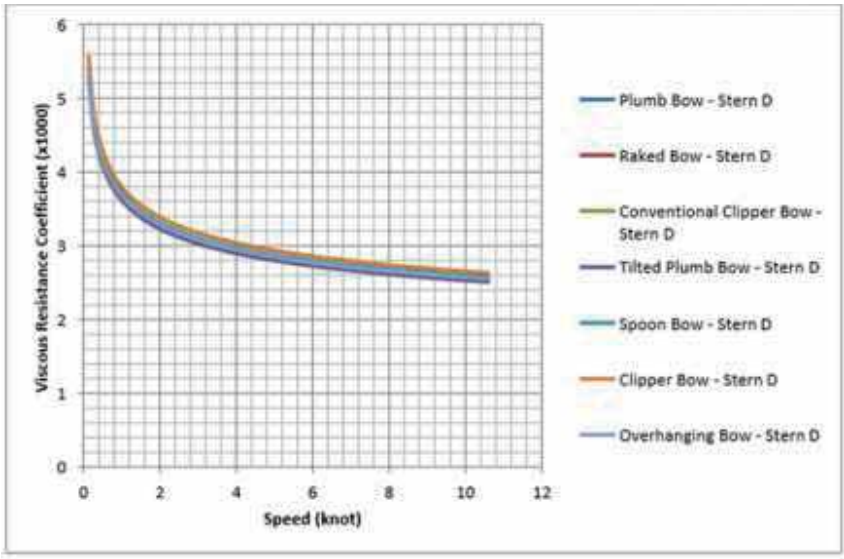


Figure 32. Resistance values for various bow forms with Stern D combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern D combination.

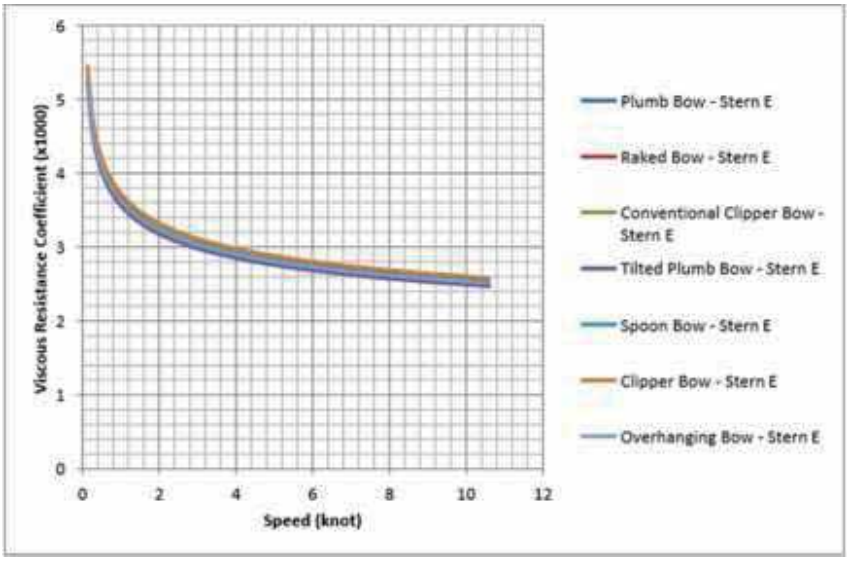


Figure 33. Resistance values for various bow forms with Stern E combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern E combination.

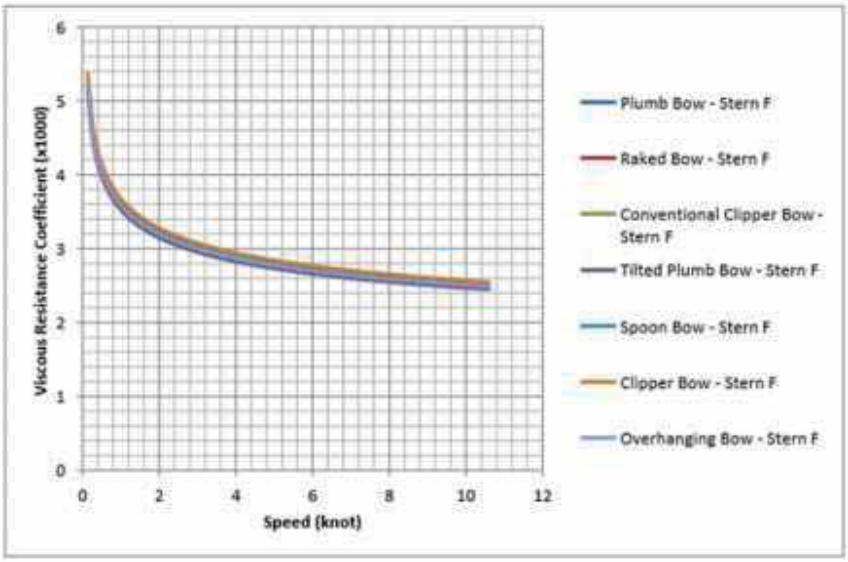


Figure 34. Resistance values for various bow forms with Stern F combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern F combination.

4.6 Resistance Values for Models Having 35 Meter Length

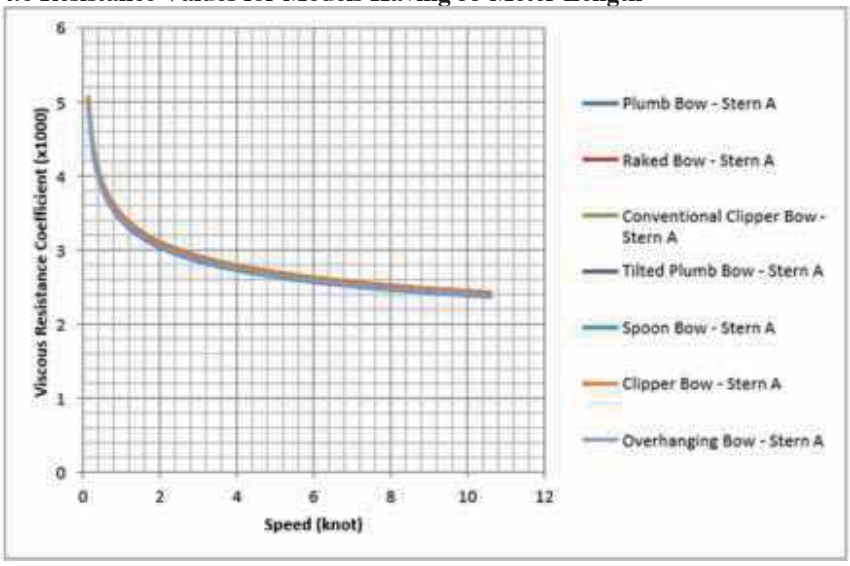


Figure 35. Resistance values for various bow forms with Stern A combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the plumb bow- stern A combination.

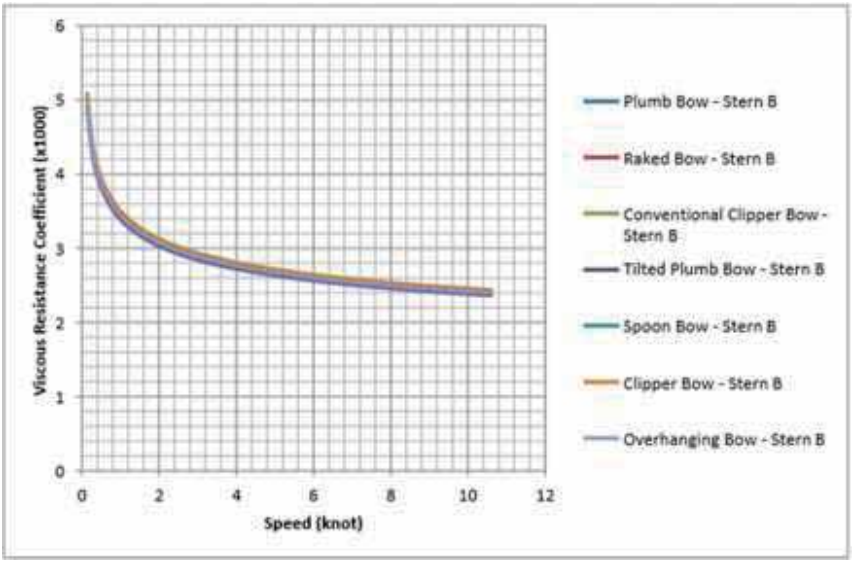


Figure 36. Resistance values for various bow forms with Stern B combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the plumb bow- stern B combination.

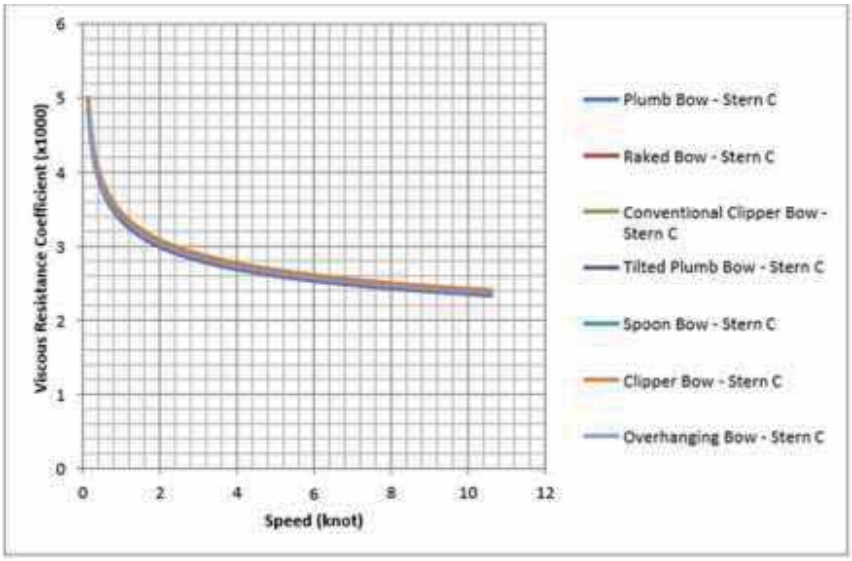


Figure 37. Resistance values for various bow forms with Stern C combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern C combination.

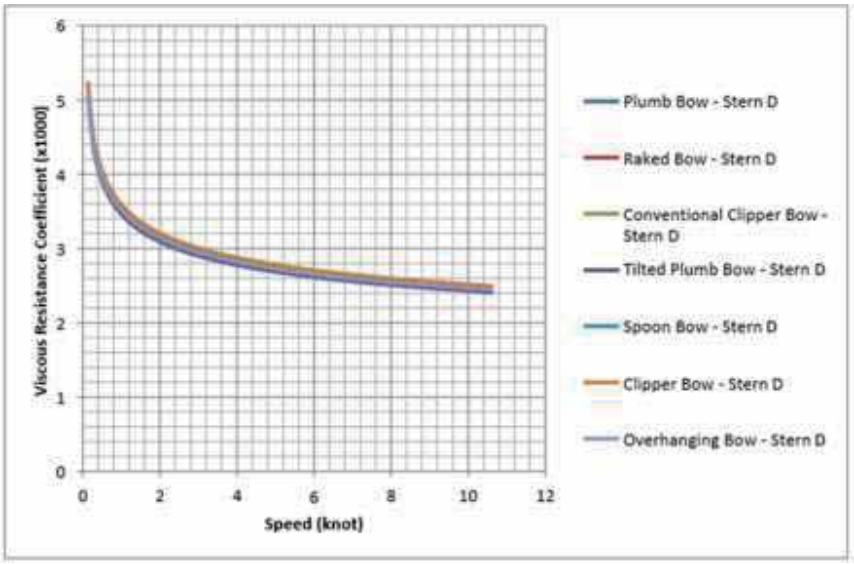


Figure 38. Resistance values for various bow forms with Stern D combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern D combination.

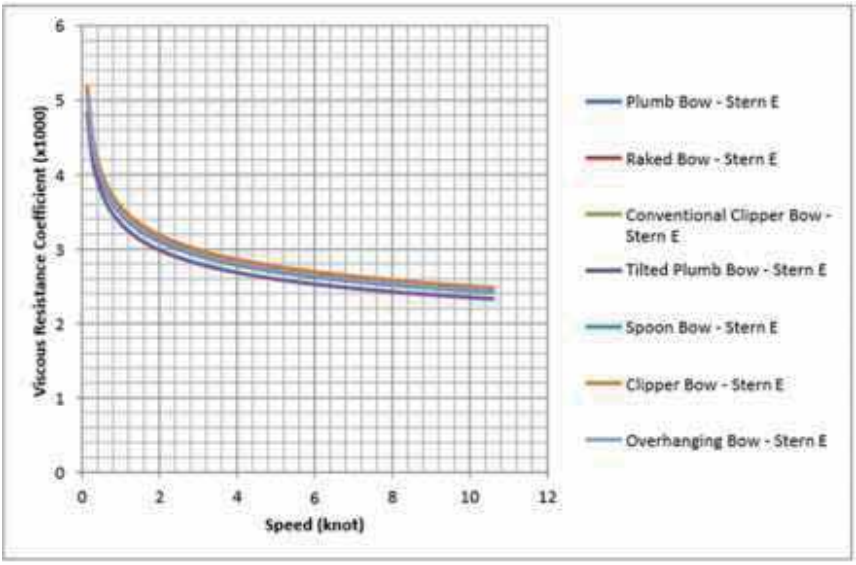


Figure 39. Resistance values for various bow forms with Stern E combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern E combination.

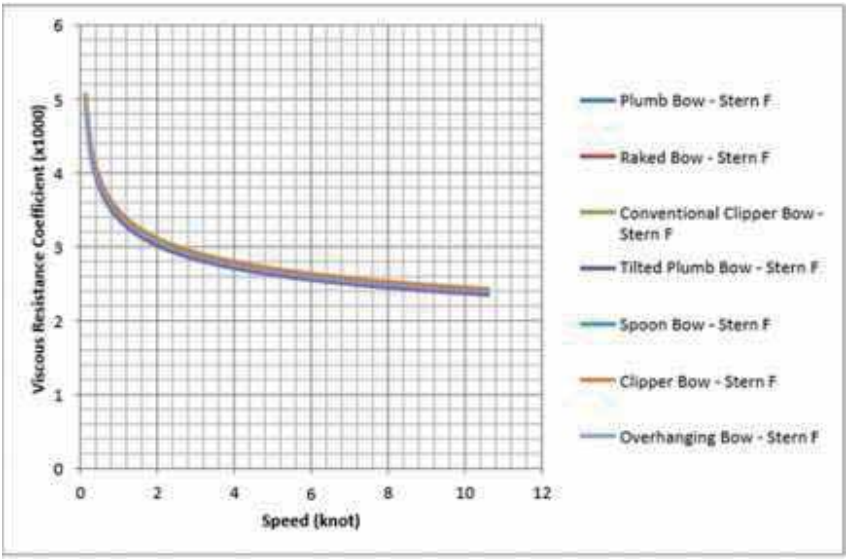


Figure 40. Resistance values for various bow forms with Stern F combination according to Holltrop-Mennen Method. As it is seen from the figure, the minimum resistance value is obtained for the tiltlet plumb bow- stern F combination.

5. Conclusion

The results of resistance calculations made the boats with the most appropriate form obtained; For
10 m; Tilted Plumb Bow – Stern B,
For 15 m; Overhanging Bow – Stern E,
For 20 m; Plumb Bow – Stern E,
For 25 m; Tilted Plumb Bow – Stern A,
For 30 m; Tilted Plumb Bow – Stern E,
For 35 m; Tilted Plumb Bow – Stern E.

This change in total resistance values is due to the wave resistance of the boats as well as the size of the boats. As a result of the analyzes made, it is seen that the plumb bow form and its combinations having less resistance. The resistance is low due to the fact that the water line length is longer than other bow forms and properly separates the water instead of sending it under the boat. The boat to be selected for the purpose of use and the sea to be operated will be both more power and economically more efficient. In the future studies on the subject, bow and stern forms should be examined not only for resistance but also for stability and seakeeping. Thus, the boat will be selected not only for head and stern form but also for optimum performance.

If we have less resistance, we have eco-boat that consume less fuel. Under this circumstance, we will get optimum design. An optimum design opens a door for access to green technology.

6. References

[1] Brewer, T., 1994, *Understanding Boat Design 4th Ed.,* International Marine, Camden

[2] Dikili, C. Ve Baykal, R., 2002, *Gemilerin Direnci Ve Makine Gücü*, İTÜ Yayınları, İstanbul.

[3] Lewis, V., E., 1998, *Principle of Naval Architecture 2nd Revision*, The Society of Naval Architecture and Marine Engineers, Jersey City, NJ.

[4]http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relations/2012/pinheiro/relat1/Subpasta3/Delf%20systematic%20yacht%20hull%20series.Hydrodynamic%20forces%20sailing%20yachts.pdf, Erişim Tarihi 4/5/2016

[5] Larsson, L., Eliasson, R., 2000, *Principle of Yacht Design 2nd Ed.,* International Marine Camden Maine.

A VESSEL/MOORİNG COUPLED DYNAMIC ANALYSIS OF CATENARY-MOORED FPSO INSTALLED FOR BLACK SEA

Selahattin Alp ERKURTULMUŞ[1] ve Emre PEŞMAN[2]

ABSTRACT

The tanker based floating, production, storage and offloading units (FPSOs) have six degrees of freedom motion during operation in the sea. In general, due to this kind of specific large yaw rotation, the current and the wind force coefficients are specially considered. The wave loads induced by potential velocities are calculated by using ANSYS-AQWA that is a program to solve the potential problem of the fluid interaction. Polyester mooring lines are commonly used at deep-water locations for a FPSO. Breaking point of a polyester rope can be found at 15% elongation. There are 4 polyester mooring lines are used. The floating platform is modeled as a rigid body with six degrees of freedom. The turret is modelled as a single point. The floating platform is modeled as a rigid body with six degrees of freedom. The first- and second-order wave forces calculated from the hydrodynamics program ANSYS-AQWA for multiple bodies. The wind forces are separately generated from the input wind spectrum and wind force formula. The current is included in Morison's drag force formula. In this study,tanker based FPSO was examined to applicability to the Black Sea. For this, the vessel and line dynamics are solved simultaneously for the environmental and boundary conditions. Black Sea Area (east from Sinop) is choosen for the non parallel wind-wave-current 50 year hurricane condition for the anlysis. The results are presented and discussed.

Keywords: ANSYS-AQWA, Black Sea, Catenary-moored, tanker based FPSO

[1] Karadeniz Technical University, Sürmene Faculty of Marine Sciences, Naval Architecture and Marine Engineering Department, e-mail: alp.erkurtulmus@ktu.edu.tr

[2] Karadeniz Technical University, Sürmene Faculty of Marine Sciences, Naval Architecture and Marine Engineering Department, e-mail: pesman@ktu.edu.tr

1. Introduction

Recently, floating structures have been invented and their installation has been attempted worldwide because of cost effectiveness, in an attempt to replace traditional fixed jacket platforms. These structures include the ship-shaped vessel called an FPSO (Floating Production Storage and Offloading Unit), the column stabilized semisubmergible platform, the spar platform, and the tension leg platform(TLP). FPSOs are among the most promising offshore structures for ultra-deep seas because they have large storage capacity compared to others and thus address the lack of pipeline infrastructure and FPSOs have been successfully installed and operated around the world.

A Floating Production Storage and Offloading (FPSO) installation is a floating facility, usually based on a (converted) oil tanker hull. It is equipped with hydrocarbon processing equipment for separation and treatment of crude oil, water and gases, arriving on board from sub-sea oil wells via flexible pipelines.

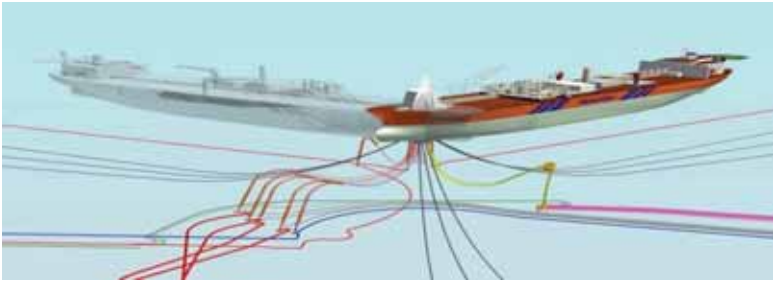


Figure 1. FPSO and risers [1]

Gas chromatography-mass spectrometry and carbon isotope analysis of petroleum and rock extracts suggest that most petroleum occurrences around the Black Sea. The extensional fault blocks of the Black Sea are seen as having the best potential for large hydrocarbon volumes in 2200 m of water [2]. Polyester mooring lines are commonly used at deep-water locations for a FPSO. Recommended way to describe dynamics of FPSO is to set a coupled model that also contains dynamics of mooring system. Breaking point of a polyester rope can be found at 15% elongation. Such high elongation has great influence on mooring system response. Therefore, high elongation of polyester lines should be included in the coupled model to achieve better prediction of FPSO dynamics. ISSC 2006 Technical Committee 1.2. reports of three papers which deals with coupled dynamics of moored vessel. Tahar & Kim developed a computer program for hull/mooring/riser coupled dynamic analysis of a tanker based turret - moored FPSO [3]. Garret performed a fully coupled global analysis of floating production system, including the vessel, the mooring and riser system [4]. Kim et al. solved simultaneously the vessel and mooring line dynamics [5]. They examined acceptance tests performed with actual full scale cables. As a result they suggested a formula for specific modulus of polyester ropes in terms of dynamic analysis. Tahar & Kim studied coupled dynamic analysis of floating structures with polyester mooring lines [6]. Their mathematical model allowed relatively large elongation of polyester rope and nonlinear stress-strain relationship. The mooring line dynamics was based on elastic rod theory. Numerical calculations are done utilizing nonlinear FEM. Catipovic et al. Solved simultaneously the vessel and stiffness polyester mooring lines [7]. They compared their results with others.

2. Method

2.1. Numerical Modelling

In this study, floating, production, storage and offloading units (FPSOs) encountered during the operation, and response to the coupled dynamic analysis made in the loading conditions that occur due to environmental conditions. For this, diffraction and radiation theory to analyse the ship motions is explained and the analysis was carried out on FPSO hull forms using ANSYS AQWA program which is based on this theory and carries out calculations via panel method using green functions.

2.2. Dynamic analysis of tanker based FPSO

The coupled dynamic analysis of tanker based FPSO with mooring lines and risers is performed by using ANSYS-AQWA. The analysis in time domain is developed for the global motion simolation of a turret-moored tanker based FPSO designed for 1829 m water depth and non-parallel wind-wave-current 50 years hurricane condition in the Black Sea area (east from Sinop) is chosen.

2.3. Designed parameters of FPSO and mooring lines

The tanker based FPSO is designed for 1829 m water depth. It has 317 m length, 47.17 m of the breadth. Full draft is 18.121 m but fort his study 80% loaded draft is chosen (15.121 m). The designed parameters are given in Table 2.

Table 2. Main particular of the FPSO

Description	Symbol	Unit	Quantity
Length between perpendicular	LBP	m	317
Breadth	B	m	47.17
Depth	D	m	22.02
Draft (in 80% loaded)	T	m	15.121
Displacement (in 80% loaded)	Δ	MT	188829
Block coefficient	C_b		0.85
Roll radius of gyration at CG	K_{xx}	m	14.036
Pitch radius of gyration at CG	K_{yy}	m	77.47
Yaw radius of gyration at CG	K_{zz}	m	79.30
Turret in center line behind F_{pp}	X_{tur}	m	-46.33

The mooring lines and risers are spread from the turret. There are 12 combined mooring lines with chain, wire and chain, and 13 steel wire risers. Table 2 shows the main particulars of mooring lines. The schematic plot of the arrangement for mooring lines is shown in Figure 3. There are 4 groups of mooring lines, each of which is normal to the

other group. Each group is composed of 3 mooring lines 5 degree apart from each mooring line in the group. The center of the first group is heading the true East, and so the second group is toward the true North.

Table 3. Main particulars of mooring systems [7]

Description	Unit	Quantity
Pretension	kN	1424
Number of line		4x3
Degrees between 3 lines	deg.	5°
Length of mooring lines	m	2652
Segment 1 (ground position): chain		
Length at anchor point	m	121.9
Diameter	cm	9.52
Weight in air	N/m	1856
Weight in water	N/m	1615
Stiffness, AE	kN	820900
Mean breaking load	kN	7553
Segment 2: polyester		
Length at anchor point	m	2438
Diameter	cm	16.0
Weight in air	N/m	168.7
Weight in water	N/m	44.1
Stiffness, AE	kN	168120
Mean breaking load (MBL)	kN	7429
Segment 3 (hang-off position): chain		
Length at anchor point	m	91.4
Other parameters are the same as for the segment 1.		

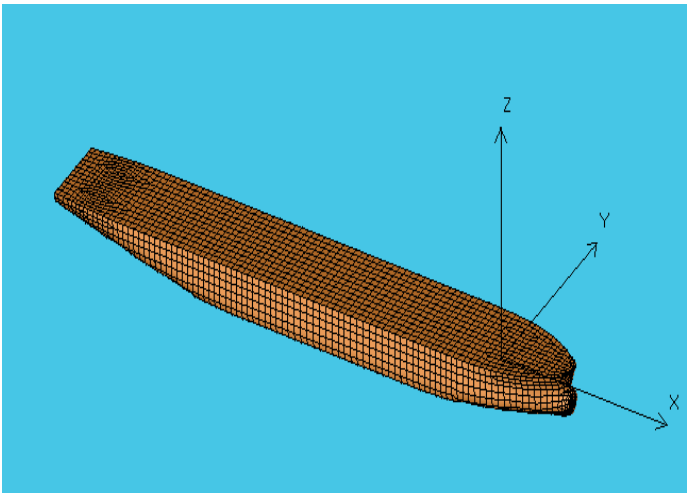


Figure 2. Basic model of FPSO

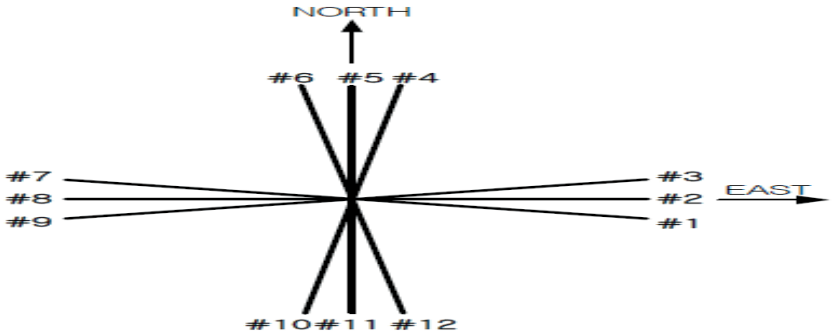


Figure 3. Arrangement of the mooring lines for FPSO [5].

2.4. Environmental conditions

For the analysis, Black Sea area (east from Sinop) with 50 years hurricane condition is choosen. The signifficant wave height is 7,1 m and peak period is 11 sn. API wind spectrum is used for the simulation and wind speed is 33 m/s at 10 m high above the sea level [8]. The environmental conditions are shown in Table 4.

Table 4. Environmental conditions for the simulation

Description	Unit	Quantity
Wave		
Signinficant wave height, H_S	m	7.1
Peak period, T_P	s	14
Wave spektrum	JONSWAP (γ=2.7)	
Wave direction	deg.	180
Wind		
Velocity at 10 m above MWL	m/s	33
Wind spektrum	API	
Wind direction	deg.	150
Current		
Profile		
at free surface 0 m	m/s	0.9144
at 60.96 m	m/s	0.9144
at 91.44 m	m/s	0.0914
on the sea bottom	m/s	0.0914
Direction	deg.	210

3.Results and discussion

The tanker based turret moored FPSO analysis iss described in this section. Sea depth is 1829 m. The hydrodynamic coefficients are calculated by AQWA-LINE and these coeficients are directly used as input value in the AQWA-DRIFT for time domain simulation. The results are compared with OTRC experiment and discussed.

3.1. Static offsett test

The static offset tests were first predicted by the vessel/mooring/riser coupled statics/dynamics program for the mooring configurations. The results are given in Fig. 3 [9].

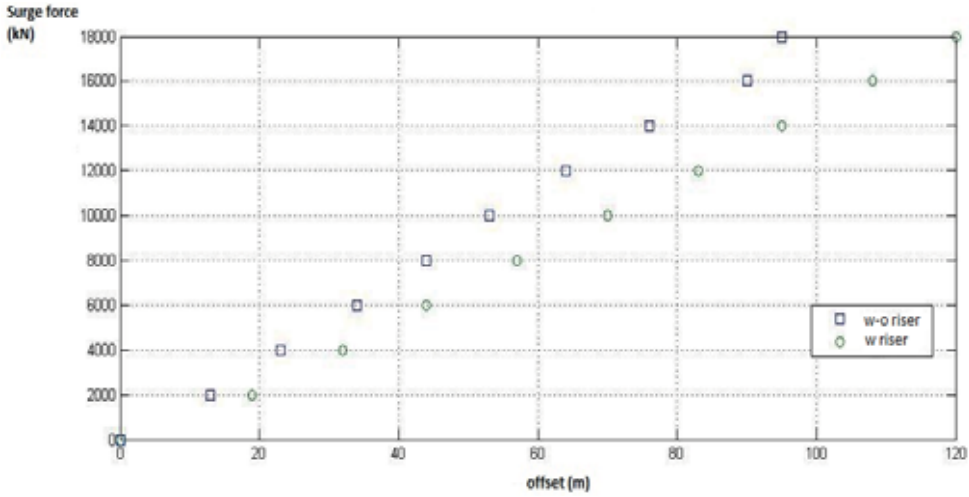


Figure 4. Statik offset test results

3.2. Free decay test

With this test, the effects on the damping of the risers are shown, and the results are compared with the OTRC experimental data [9].

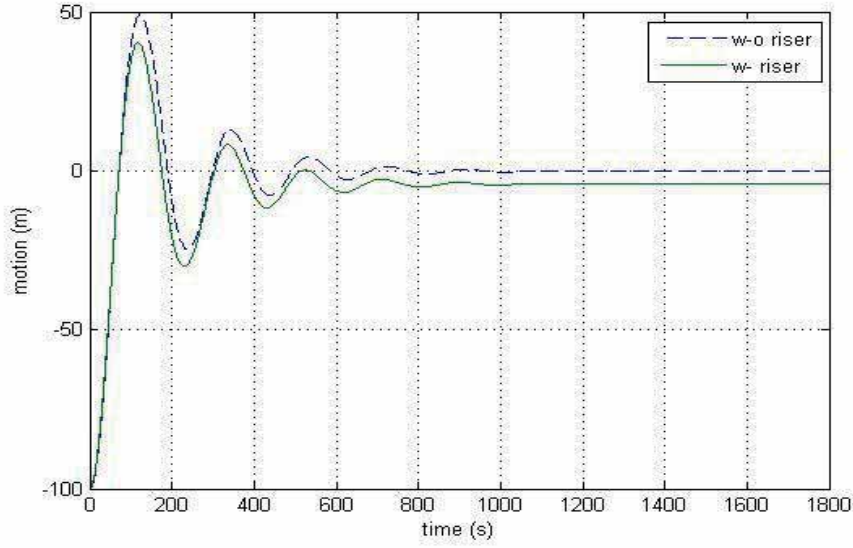


Figure 5. Surge motion time series

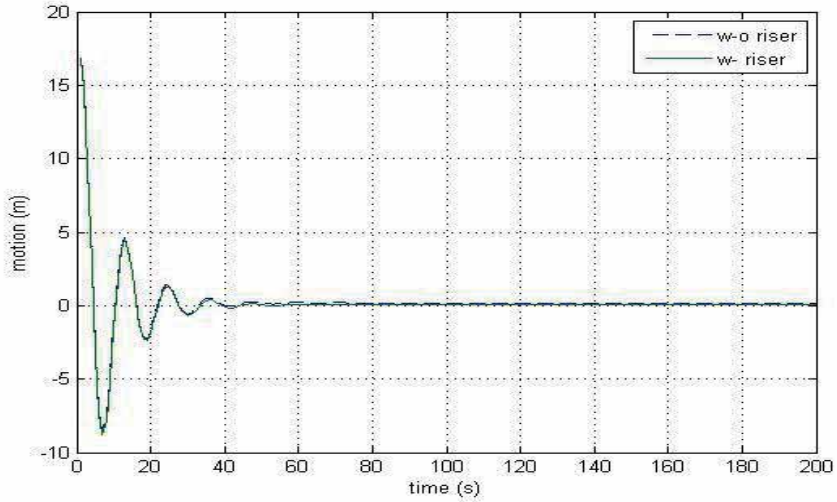


Figure 6. Heave motion time series

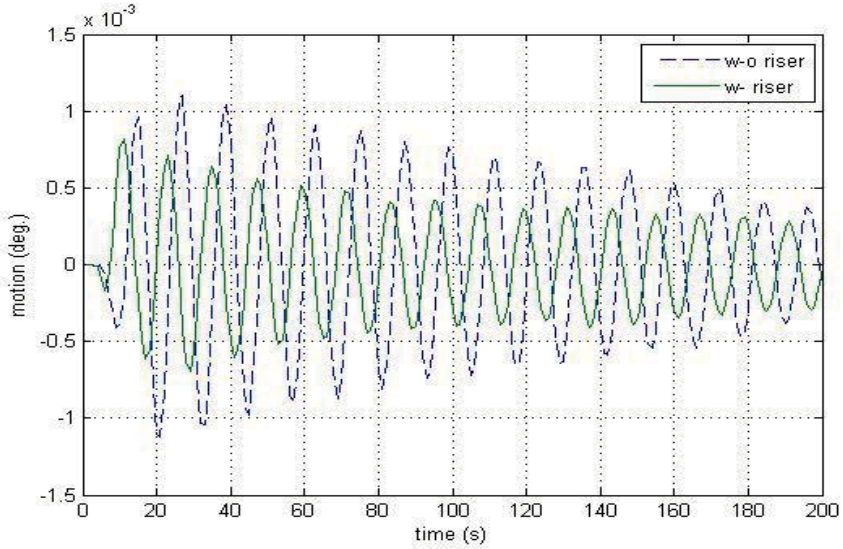


Figure 7. Roll motion time series

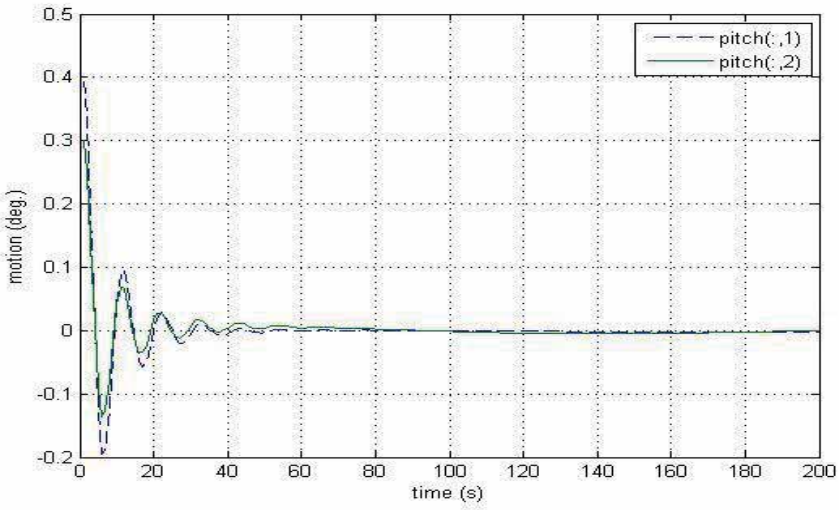


Figure 8. Pitch motion time series

Table 5. Natural period of the free decay test

	Surge	Heave	Roll	Pitch
%80 draft (w-o riser)	221.2 s	11.8 s	14 s	10.6 s
%80 draft (w riser)	215.4 s	11.7 s	13.18 s	10.6 s

Table 5. and Table 6. show natural period of the free decay test and comparison of test results with experimental results for FPSO operation with riser and without riser. Differences between heave, roll and pitch motions are too small so we can say there is no differences. But for surge motion, there is difference. Damping in surge motion is being more quickly if riser is used in the FPSO operation.

Table 6. Comparison of free decay test results (w riser)

	Surge	Heave	Roll	Pitch
OTRC experiment	206.8 s	10.7 s	12.7 s	10.5 s
FPSO	215.4 s	11.7 s	13.18 s	10.6 s

3.3. Time simulation results for 50- year non-parallel hurricane conditions

After the static tests, the time domain analysis is done. For the simulation, Eastern Black Sea area (east from Sinop) has been chosen for 50 years of hurricane conditions. The current is assumed to be continuous, irregular waves are unidirectional and come from the beginning . The JONSWAP spectrum was chosen as the wave spectrum. The results are given, compared and discussed.

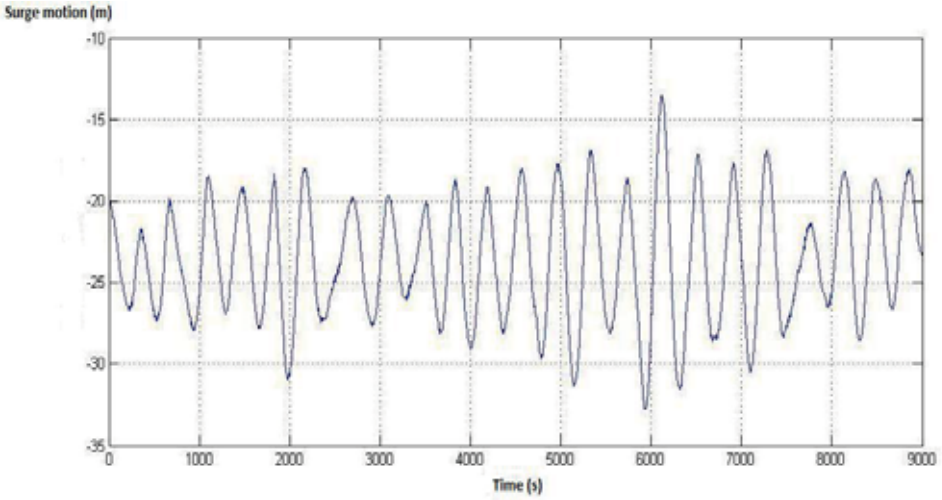


Figure 9. Surge motion time series

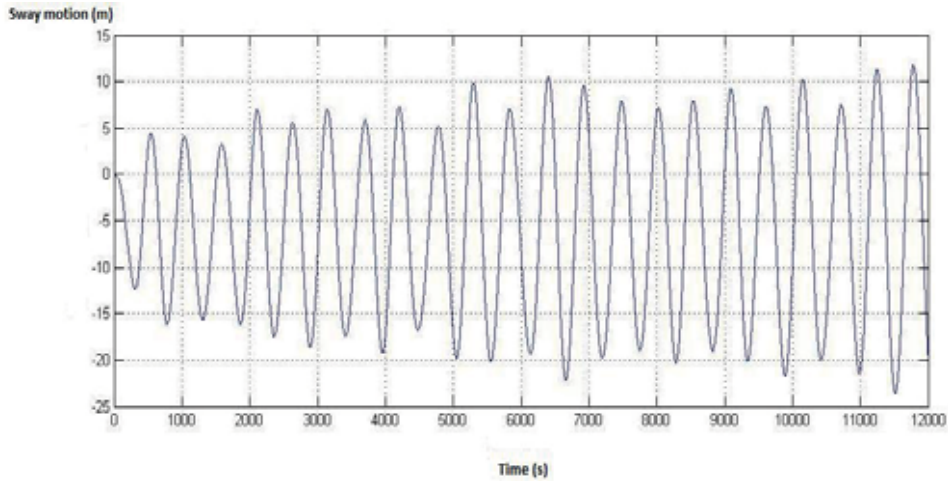


Figure 10. Sway motion time series

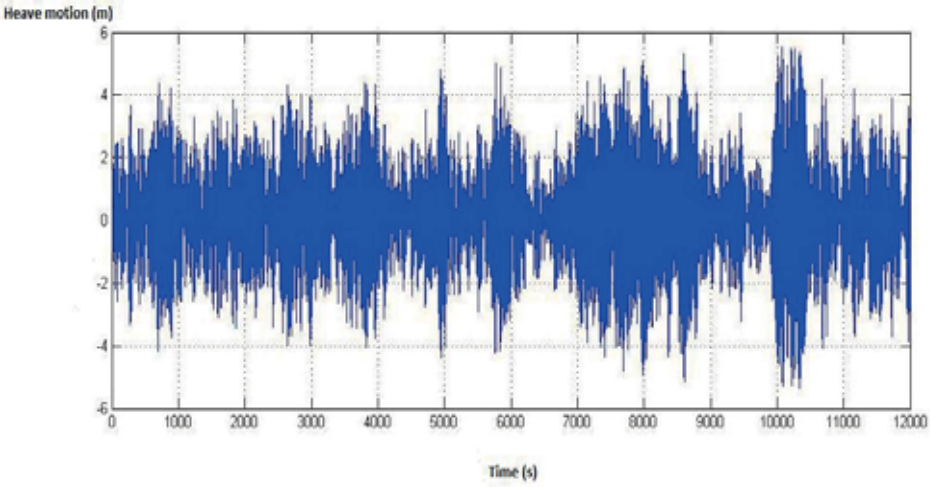


Figure 11. Heave motion time series

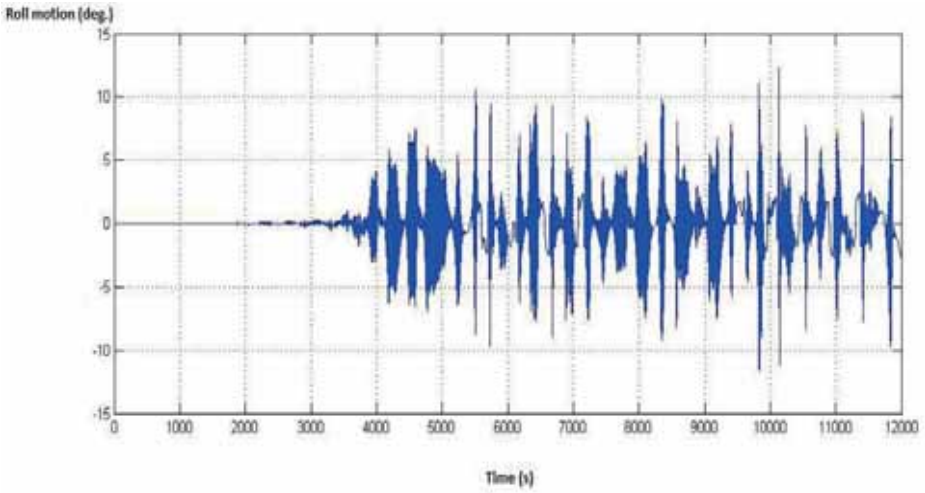


Figure 12. Roll motion time series

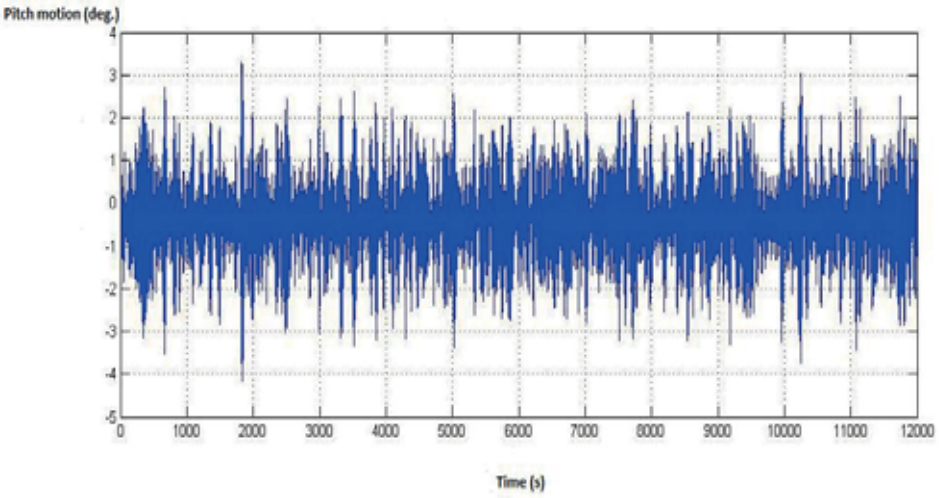


Figure 13. Pitch motion time series

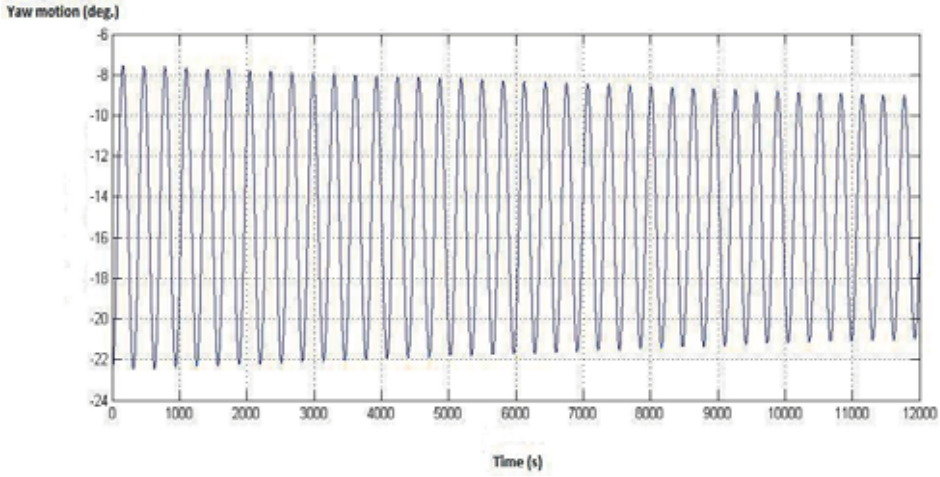


Figure 14. Yaw motion time series

Table 7. Comparison of the 50- year hurricane condition results

		OTRC	**FPSO**
Surge (m)	Mean	-22.9	-23.70
	Std.	9.72	3.63
Sway (m)	Mean	-0.09	-5.68
	Std.	4.57	9.46
Heave (m)	Mean	0.14	0.12
	Std.	3.08	1.76
Roll (deg.)	Mean	-0.10	-0.01
	Std.	0.90	2.04
Pitch (deg.)	Mean	0.01	-0.37
	Std.	1.31	0.99
Yaw (deg.)	Mean	-16.00	-15.04
	Std.	3.80	4.73

The differences between the simulation and measured values can be attributed to many possible mismatches between numerical and physical models, such as truncated mooring system, uncertainty related to wind and current generation, etc. Despite the uncertainties, the correlation looks very reasonable for this area.

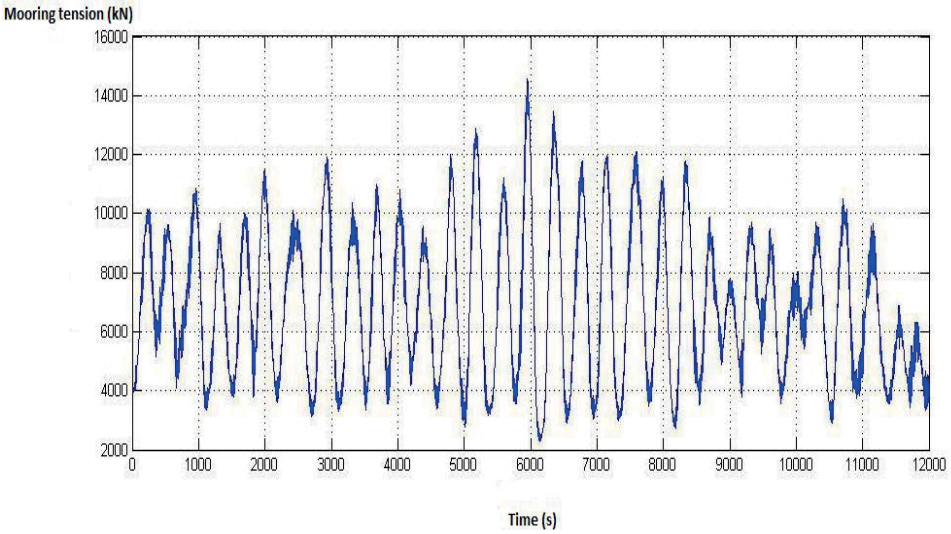


Figure 15. Mooring no1 tension time series

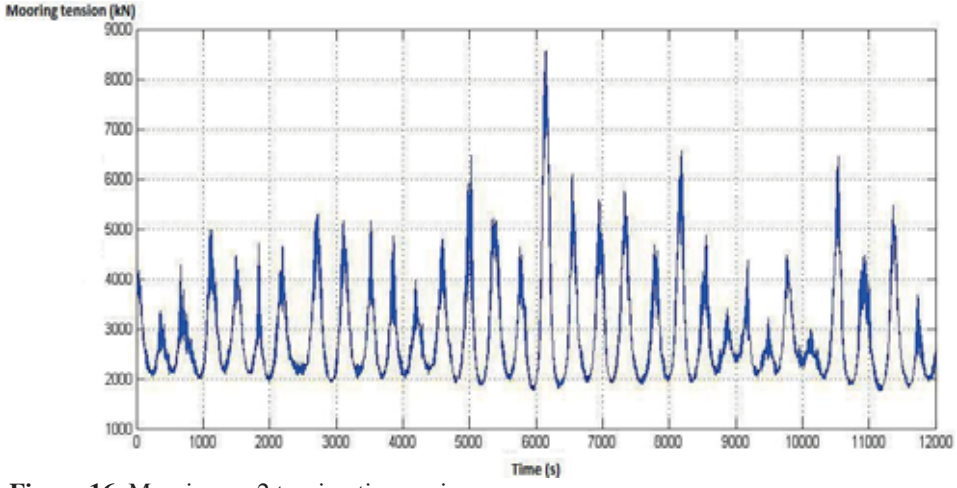


Figure 16. Mooring no 2 tension time series

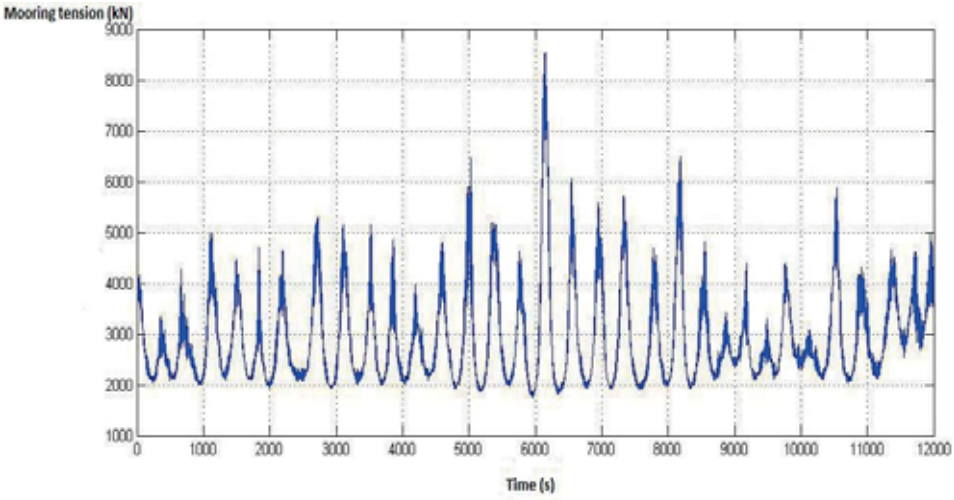


Figure 17. Mooring no 3 tension time series

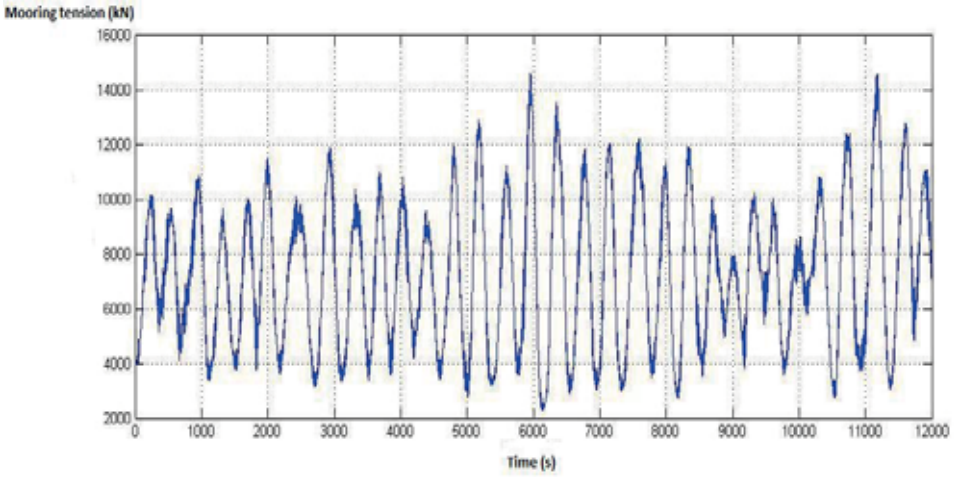


Figure 18. Mooring no 4 tension time series

Table 8. A comparison of mooring tension (4 mooring lines)

		OTRC	FPSO
Mooring no. 1 (kN)	Mean	5910	6917
	Std.	827	823
Mooring no. 2 (kN)	Mean	3800	2838
	Std.	640	314
Mooring no. 3 (kN)	Mean	3430	2909
	Std.	587	350
Mooring no. 4 (kN)	Mean	5600	7273
	Std.	801	883

Table 8. shows mooring tension values. There are some differences between experimental result and case study. This difference may be due to the limited depth of the OTRC experiment pool and the varying loads depending on this depth.

4. Conclusions

In this study, the global and mooring dynamics of a deepwater (1829 m) tanker based turret-moored FPSO in non-parallel 50-year hurricane conditions for Eastern Black Sea Area (east from Sinop) are numerically simulated and results are compared with OTRC experimental test result.

The system stiffness and mooring line tension as well as natural periods/damping obtained from the numerically simulated static offset and free-decay tests are consistent with OTRC results. We can see from the results, damping in surge motion is being more quickly if riser using in the FPSO operation.

When the global motion simulations in hurricane conditions are examined, we can see some differences between OTRC and case study results. The differences can be attributed to the uncertainties related to viscous effects, wind force generation, the current profile and unsteadiness, the mooring line truncation, and the usage of springs/buoys/clumps in truncated mooring lines. It is also important that modelling and position of turret system and this can affects the results.

5. References

[1] http://www.bluewater.com/fleet-operations/what-is-an-fpso/. 10 November 2016

[2] Robinson, A.G., Rudat, J.H:, Banks, C.J. and Wiles, R.L.F., "Petroleum Geology of the Black Sea", *Marine and Petroleum Geology*,195-223, 1996.

[3] Tahar, A., Kim, M.H., "Hull/Mooring/Riser Coupled Dynamic Analysis and Sensitivity Study of Tanker-based FPSO", *Applied Ocean Research* 25:6, pp 367-382, 2003.

[4] Garrett, D.L., "Coupled Analysis of Floating Production System", *Ocean Engineering*, 32:7, pp 802-816, 2005.

[5] Kim, M.H., Koo, J., Mercier, R.M. and Ward, E.G., "Vessel/ Mooring/ Riser Coupled Dynamic Analysis of Turret-moored FPSO Compared with OTRC Experiment", *Ocean Engineering*, 32:14-15, pp 1780-1802, 2005.

[6] Tahar, A., Kim, M.H., "Coupled Dynamic Analysis of Floating Structures with Polyester Mooring Lines", *Ocean Engineering*, 35:17- 18, pp 1676-1685, 2008.

[7] Catipovic, I., Coric, V. and Vukcevic, V., "Dynamics of FPSO with Polyester Mooring Lines" , *22th International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE),* Rhodes, Greece, June 17-22, 2012.

[8] Çok Noktalı Bağlama Sistemleri ile İlgili Kurallar, Cilt D, Türk Loydu, 2009.

[9] Erkurtulmuş, S. E., "Çok Noktalı Bağlama Sistemleri ile Bağlı Yüzer, Üretim Depolama ve Nakil Amaçlı Açık Deniz Yapılarının (FPSO) Dinamik Analizi", Karadeniz Teknik Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2016.

EFFECT ON RESISTANCE BY CHANGING FORM AT SMALL CRAFTS

Birkan BABACAN[1]

ABSTRACT

The resistance prediction of high speed small crafts is highly complex. In this paper, basic explanations and brief history of high-performance crafts are presented. Savitsky Planing Method is explained and calculations of Savitsky Method are presented. Also, there are systematic series of planing hull forms for resistance prediction and some of these systematic series are explained briefly. Aim of this study is to analyze the resistance of high-speed small crafts by using Savitsky planing method. Chinned hulls are designed with different chine places. Some of the models have double chine and the others have only one chine. Resistance analyses of these models are made and residual, frictional and total resistances are compared to each other.

Keywords: High Speed, Hard Chine, Hull, Planing, Savitsky, Resistance Prediction

1. Introduction

The number of high-speed vessels which are operating in different duties, is strongly increasing in recent years. The expectation for high-speed craft performance has become far bigger over the year because people need high-speed crafts for pleasure, traveling, but mostly they are used in coast guard and in military action. Also, high-speed crafts are used in recreational, commercial activities. High-speed monohulls and catamarans are very popular nowadays. Most of the high-speed crafts were built in Italy, Spain, France and Australia in last decade.

One of the fields of engineering is hull design that has been enhanced for hundred years. Nowadays, reaching contract speed with minimum fuel consumption is the main focus. Predicting of resistance of a hull is very important for choosing an appropriate engine power of the propulsion unit. Also, seakeeping characteristics is very important from the performance point of view.

Planing hull series, prismatic equations, numerical methods, empirical calculations and theoretical methods are the general resistance prediction methods. These prediction methods based on the same data, experiments, and observations of planing hull models tests.

1 Öğrenci, İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü Tel: +905392769746, +393491422522, e-posta: birkanbabacan@gmail.com

1.1. Definition

High-performance crafts are defined as having a relatively high speed compared to the size. This means that Froude number is high.

$$Fr = {V}/{\sqrt{g \times L}} \tag{1.1}$$

The "length" to use in (1.1) is not properly defined because hydrodynamic or effective length can change considerably with respect to the speed on high-speed craft. Therefore, when speed increases, effective wetted length decreases. Beam Froude number is often used instead of length Froude number for this reason. [2]

$$Fr = {V}/{\sqrt{g \times B}} \tag{1.2}$$

For example, Savitsky used the beam for defining lift and drag coefficients and Froude number. [3]

Another definition is high speed vessels which are monohull, trimaran and catamarans must have higher than 30 knots and Froude number must greater than 0.4. [4]

Hydrostatic pressure and hydrodynamic pressure are the two different pressure type acting on the planning hull. Hydrostatic pressure is related to displacement of the vessel. On the other hand, Hydrodynamic pressure which is proportional to the velocity square is related with the flow around hull. When the Froude number is smaller than 0.4, hydrodynamic pressure forces are lesser than the hydrostatic forces (buoyancy) and these type of vessels are called displacement vessels. If Froude number is between 0.4 and 1.0, these type of vessels are called semi-displacement vessels. When Froude number is greater than 1.0, hydrodynamic forces cause the lifting of the vessel and these type of vessels are called planing hulls. [5] This is another explanation of high-speed craft.

$$Fn_{\nabla} = U/\sqrt{g \times \nabla^{1/3}} \tag{1.3}$$

Generally, Fn_{∇}, volume Froude number, is higher than 1.2 when planing zone starts. Also, 1 is the lowest limit of Fn_{∇} for planing range. Hull forms and resistances of high-speed craft can be categorized by volume Froude number for this reason.

Pre-planning = Fn_{∇}>2.5

Semi-planing= 2.5< Fn_{∇}<4

Fully Planning= Fn_{∇}>4, [5]

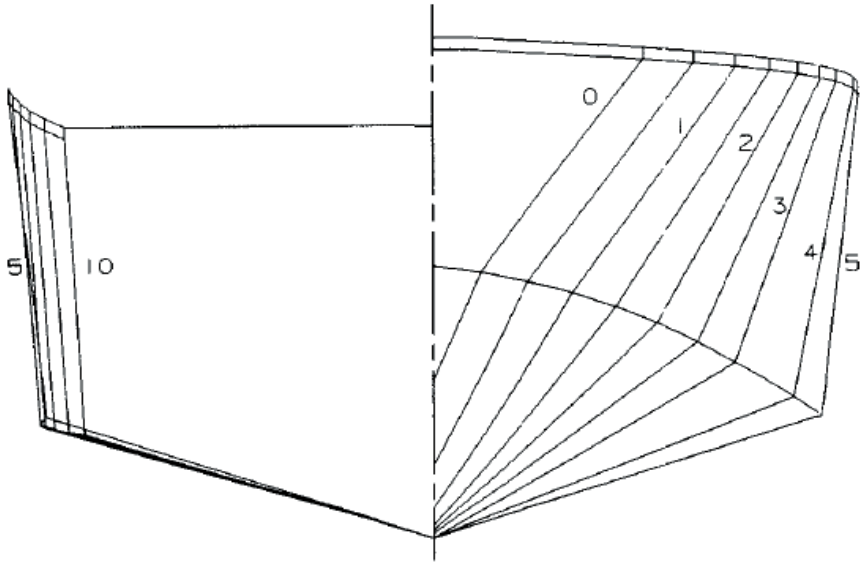


Fig. 1.1 Pre-Planing Hull [1]

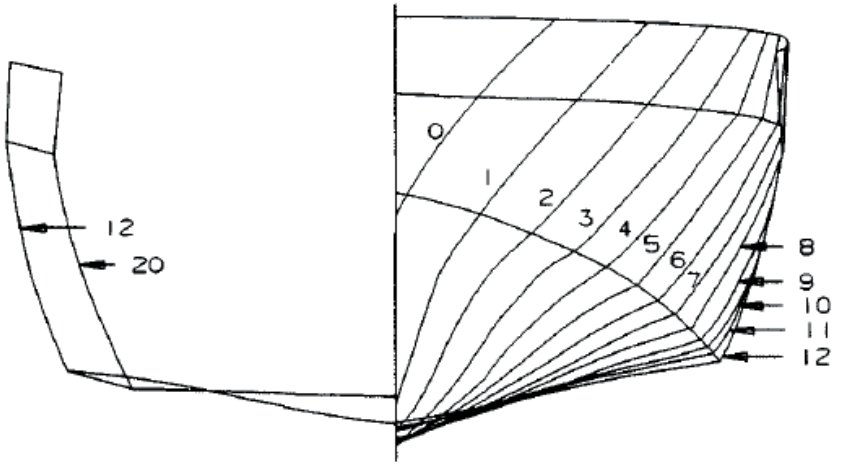


Fig. 1.2 Pre-Planing Hull [1]

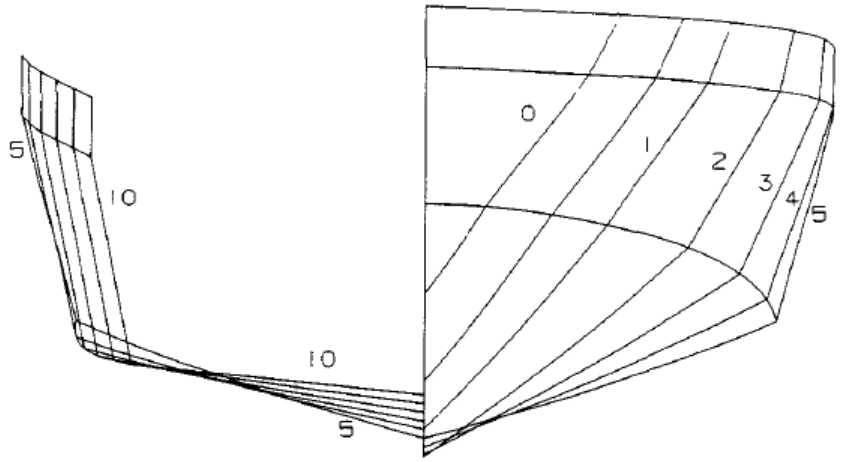


Fig. 1.3 Semi-Planing Hull [1]

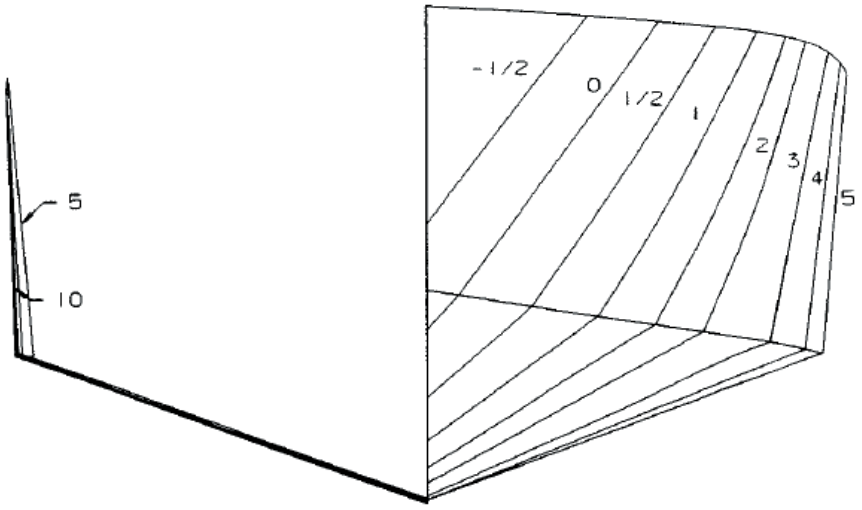


Fig. 1.4 Semi-Planing Hull [1]

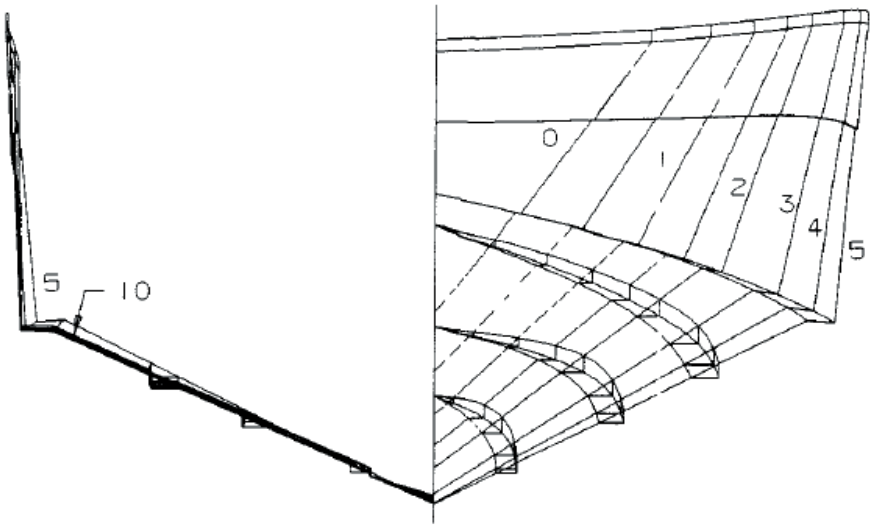


Fig. 1.5 Fully-Planing Hull [1]

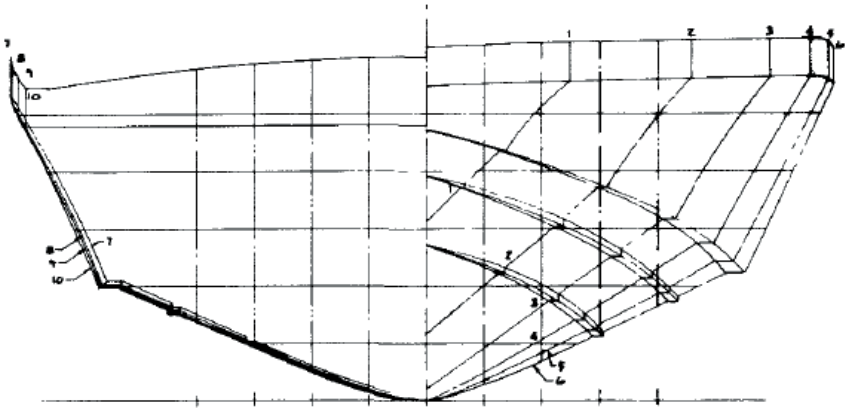


Fig. 1.6 Fully-Planing Hull [1]

Table 1.1 Definitions of small craft for Displacement, Semi-Planing and Planing mode

Mode	$F_n = \frac{V}{\sqrt{gL}}$	$\frac{V}{\sqrt{L}}$	$F_{n\nabla} = \frac{V}{\sqrt{g\nabla^{1/3}}}$	$C_V = \frac{V}{\sqrt{gB_T}}$	$\frac{Wave\ Length}{Ship\ length}$
Displacement	0.40	1.35	< 0.75	< 0.50	$\lambda/_L = 1$
Semi-Planng	0.56	1.90	0.75 - 2.25	0.50 – 1.50	$\lambda/_L = 2$
Fully-Planing	0.80	2.70	> 2.25	> 1.50	$\lambda/_L = 4$

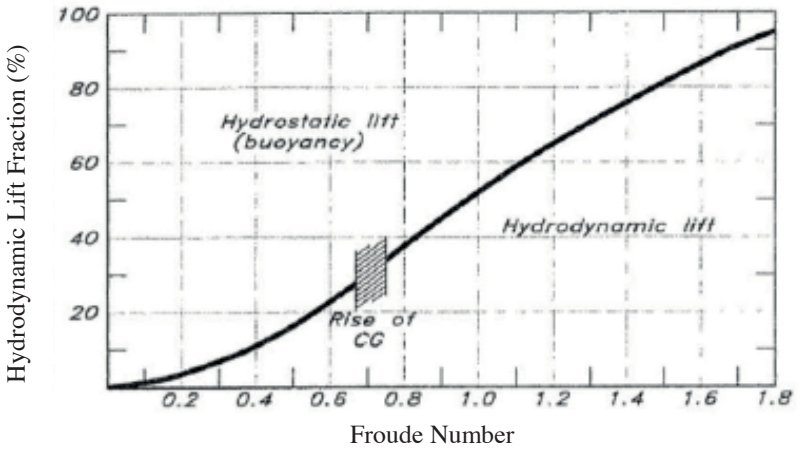


Fig. 1.7 Variation of forces acting on the hull according to Froude number [6]

There is no huge impact on a boat's resistance, hull shape is very important for boat's resistance. Fig. 1.8 shows a typical high-speed planing hull. For avoiding negative pressures relative to atmospheric pressure on the hull at high speed, it is crucial to have flow separation at the transom and along the sides. Dynamic instabilities may occur when pressures are less than atmospheric pressure. Using a hard chine is a good solution for flow separation throughout the sides. Buttock lines must not be convex aft of the bow sections. [7] 10°C to 15°C is typical deadrise angle for a hard-chine monohull. Deadrise angle of high-speed offshore hulls is up to 25°C. [5]

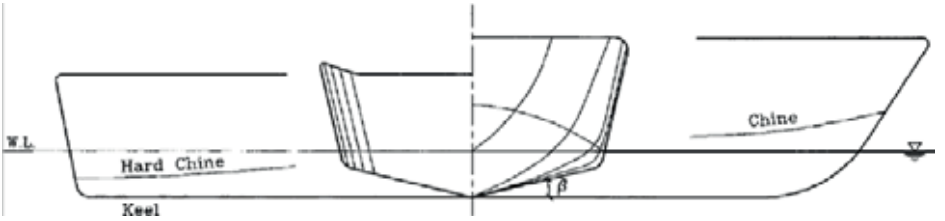


Fig. 1.8 Typical high-speed planing hull [7]

Figure 1.9 shows a double-chine hull. When the vessel reaches the high speed, flow will separate from the lower chine. However, at low speed, upper chine provides large local beam. Transverse hydrostatic stability at zero speed is effected positively because of upper chine. At high speed, for avoiding the separating flow from the lower chine, the position of the upper chine must be selected properly. [5]

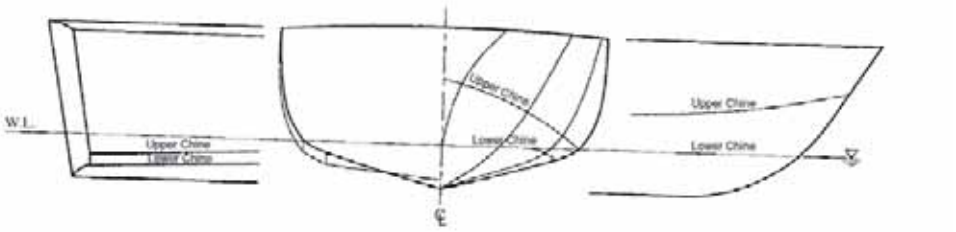


Fig. 1.9 Double-chine hull [7]

In offshore racing, stepped planing monohulls and catamarans are more advantageous. Generally, in the designing of flying boats were used stepped hulls for stabilization during takeoff. Figure 1.10 shows a monohull with one step. Hard chines are used on stepped planing hull. The main hydrodynamic lift occurs at the aft of the hull and step is placed at there because of that. After body is partially ventilated because of flow separation from the step at high speed and wetted surface decreases because of that. Approximately, ventilated length is between 0.5B and B. Sometimes, planing hulls have more than one step. Vortex is separated at the step when the step is wet at low speed. [8]

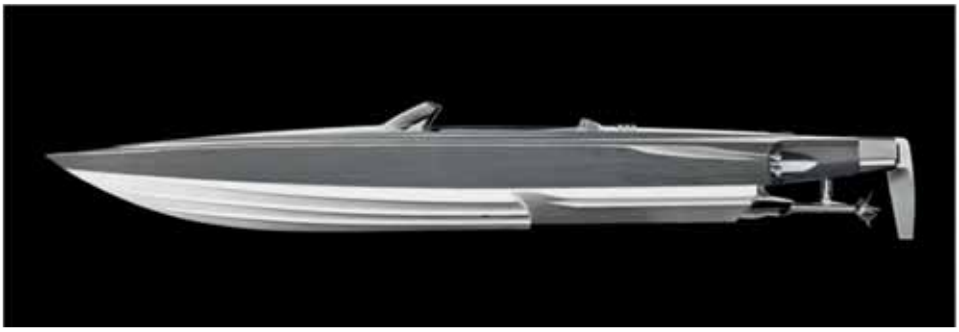


Fig. 1.10 The Alpha-Z stepped planing hull designed by Michael Peters. [5]

1.2. History

Historically, planing crafts have been designed for taking optimum performance in straight-ahead motion. Light displacement, high-speed, small combatant ships and ocean-capable patrol craft became a part of World's navies after World War I. Hard-chine hull forms was evolved during the Second World War and Hard-chine hull forms became popular as round-

bilge forms which were more prevalent earlier. [3] Early generation of planing hull forms were being began to be developed at this time by Great Britain, Germany, the United States and Russia.

Britannia completed two British prototypes called the *Bold* class in 1948 for fighting against German World War II E-Boat capabilities. Two sister vessel was produced. One of them was *Pathfinder* which was the last British round-bilge planing boat built. while it's sister vessel had a planing hull with hard chines. [3]

British had the reward of this effort and they produced a high performance gas turbine propulsion unit and it was used in the Brave class. Speed of The Brave class which had specific weapons, was 50 knot. [3]

In the early 1940s, U.S. needs PT-boat (Patrol Torpedo Boat). MTBs which were parent vehicles of the 80-font *Elco* and 79-foot Higgins, were designed by Thorncycrof with Packard-engine. A family of four 95-foot aluminum PT-boats showed up as a part of the U.S. Navy's post-World War II program in the earl y 1950s. Three of them had hard chines and one of them had round bilge. Speed range of three hard chine vee- bottom boats were 44 knots to 48 knots. The round bilge was slower than hard chine vee- bottom boats whose speed was 38 knot but the round bilge was more stable and easy riding in a seaway. [3]

U.S. Navy started an advanced planing hull research program. Purpose of this program was to improve sea-keeping and lift-drag ratio of the hull at mid-speed range, while holding the speed constant as much as possible. Because of this, high length-beam ratio, high beam loading. double chine. moderate deadrise hull and good lifting efficiency were developed. [3] Sinking of the Israeli Eliat by Styx missiles launched from an Egyptian Komar class patrol boat at a range of about 12 nm showed the importance of the concept of a quite small, fast, cheap carrier of a patent weapon at sea. Importance of the smaller boat concept for many of the smaller and newly independent nations increased. They acquired heavily armed small combatants from Great Britain, France, Germany, the Scandinavian countries and the United States. [3]

While looking of development of prediction methods for hydrodynamic characteristics, firstly Baker made earliest experimental studies about prismatic planing surfaces in 1910 and Sottorf, Shoemaker, Sambraus, Sedov and Locke made new investigations in the light of these experimental studies. [3] After that, various experimental measurements of pressure distribution on prismatic bodies were reported by Kapryan and Boyd in 1955. In 1963, extensive experiments on a systematic series were made by Clement and Blount, and simplified prediction method for the estimation of planing hull drag was developed by Clement and Blount. Performance prediction method using the empirical equations for drag, lift, center of pressure and the wetted areas was presented by Savitsky in 1964. This method is still using for first estimation of planing hull drag. Katayama made Experimental and numerical studies to measure the drag, lift and moment coefficients and the pressure distribution on a prismatic planing hull at different speeds. [10]

In 1994 transverse pressure strips to represent the pressure distribution were used by Cheng and Wellicome. Sine series are used for demonstrating the transverse pressure variation along each strip. Designers can predict the running trim and the required thrust for their planing hulls by iterating through a series of steps thanks to Savitsky's long form method [Savitsky & Koebel 1993]. In 2002, the boundary value method was used by Savender et al. for obtaining reliable relationships between the perturbation potential and the vortex distribution. [10]

1.3. Aims and objectives

The purpose of this study is to analyze the resistance of high-speed small crafts by using Savitsky planing method. 9 different hull shape will be designed and compared to one another. All of these models have chine but chine locations are different. Investigating resistance components and total resistance comparison is the major interest of this study while changing the hull shape. In this study, models will be designed in MaxSurf Modeler and resistance analysis will be performed by MaxSurf Resistance module.

2. Hull Shape

Hull has a complicated geometry which is a section of multi-chines, spray rails, transom, steps, orificies and deadrise variation etc. [6] This complexity brings many problems because each parameter lonely or mutually affects the hydrodynamics of the planing hull. There are some approaches reducing of complexity of real model. These simplified hull models are flat plate, monhedral hull and v-bottom surface model.

2.1. Section shape

2.1.1. V-Bottom

V-bottom which is the most frequently used section shape, ranging from a few degrees of deadrise to around 30°. Generally, increasing deadrise decreases rough water pounding, directional stability is improved, increases trim and decreases efficiency. Also, while planing at low speed handling difficulty, rises if there is excessive deadrise at the stern. [11]

2.1.1.1. Convex

This is wet section because of nature of the convex section but boat can be kept dry by proper using of spray rails. Figure 2.1 shows convex section. [11]

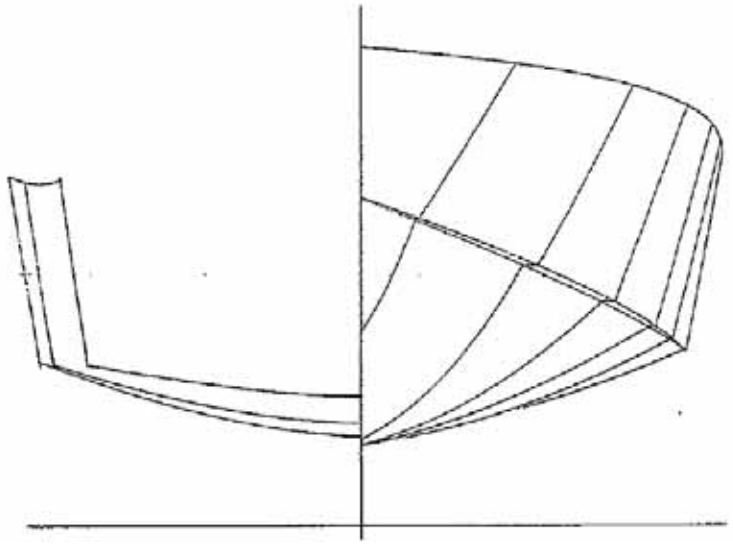


Figure 2.1 Convex Sections [11]

2.1.1.2. Concave

This is dry section but riding capability is low because the hollow areas pocket the water and produce impacts. Figure 2.2 shows concave section. [11]

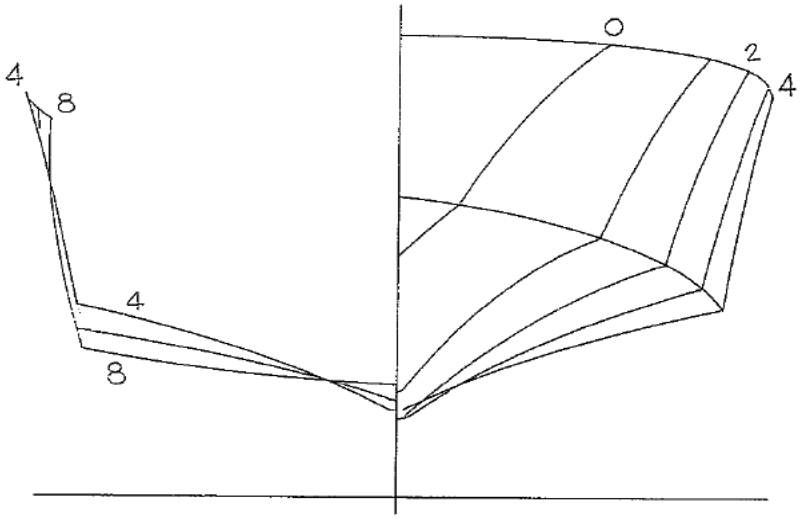


Figure 2.2 Concave Sections [11]

2.1.1.3. Straight

This is wet section. Straight section is better than the other section by some of them but only we consider in transverse section. When we look entire fore body some problems emerge. Figure 2.3 shows straight section. [11]

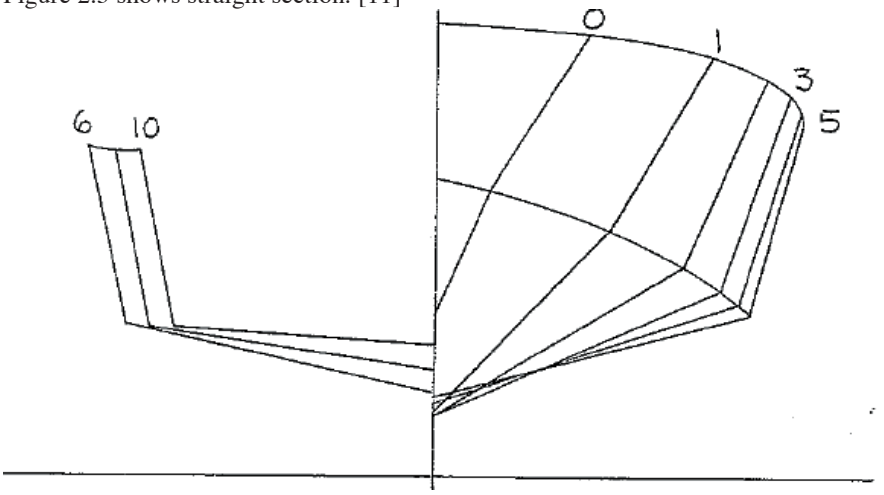


Figure 2.3 Straight Sections [11]

2.1.1.4 Inverted V-bottom

This configuration is introduced by Hickman it's become popular because of expected dryness and air cushioning of the ride. Also, good hydrostatic stability is provided with this form. Figure 2.4 shows inverted v-bottom section. [11]

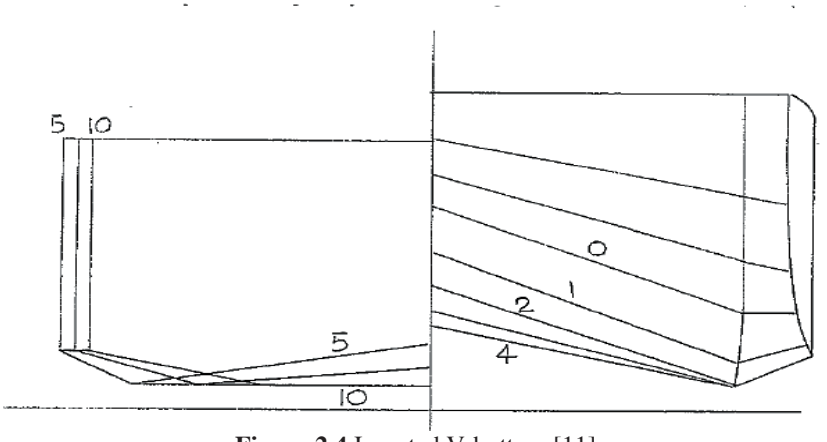


Figure 2.4 Inverted V-bottom [11]

2.1.1.5. Variations of the inverted V-bottom

Inverted v-bottom has many variations, such as Cathedral hulls and “whaler” hulls. Some of the models are very complicated. V hull with recurving chine flare is one of the best forms of them. V hull wit recurving chine flare is designed forthrowing the spray down. These types of boats are ridden hardly in rough water and have generally rectangular deck plans. [11]

2.1.1.6. Catamarans

Efficiency of a stepless hull increases by using twin hull. These two hull provides longitudinal and transverse stability, and also catamarans are ridden softly in small waves. But when waves are large enough to contact the wing structure, consequences could be disastrous. Figure 2.5 shows catamaran sections. [11]

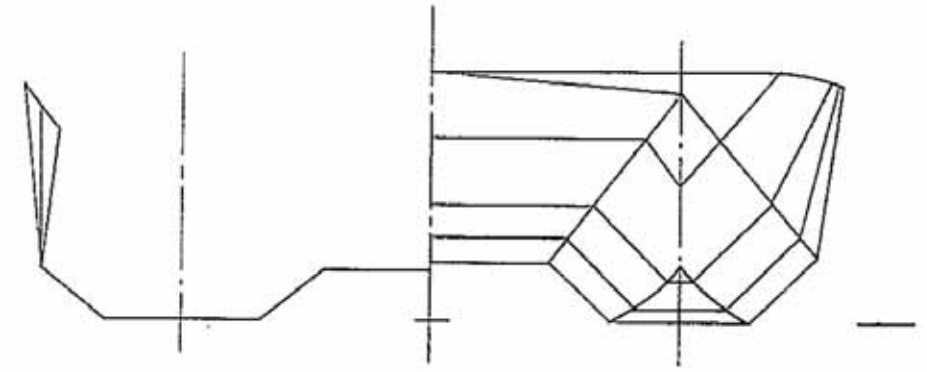


Figure 2.5 Catamaran sections [11]

2.1.1.7. Round bottom boats

The performance of the round bottom boats can be estimated by planning the equations if spray strips could be placed to be able to effectively separate the flow reasonably low on the turn of the bilge. Round bottom boats need spray rails. Figure 2.6 shows Typical round bottom boat.

At high planing speeds round bottom model is more advantageous than the V-bottom model because resistance values lower than V-bottom. [11]

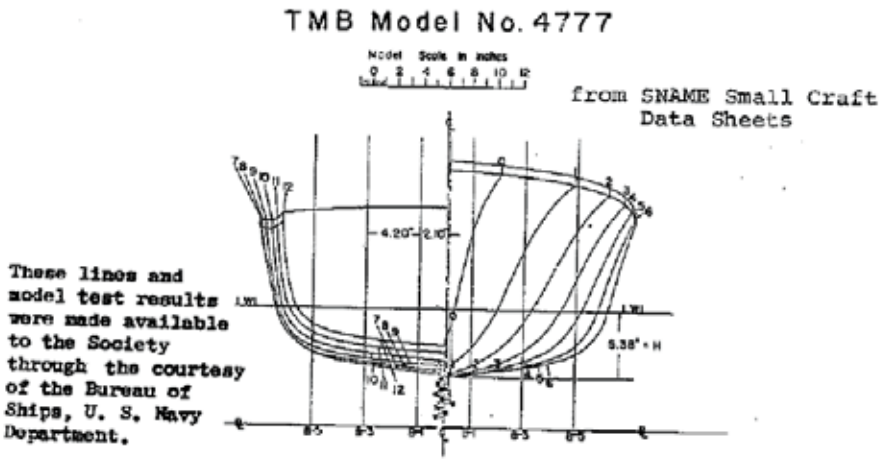


Figure 2.6 Round bottom sections [11]

2.2. Planform

Aspect ratio, taper ratio and sweep-back are the principal features of characterizing the planform of a lifting surface. But determining of these features is not easy because they influence each other's. Chine beam is equal to the span of the lifting surface. When beam is held constant, the area and aspect ratio are estimated by the l.c.g. and for a given step shape. [11]

2.2.1. Chine shape

The considerations of the space requirements of the boat's mission, stability, hydrodynamic efficiency and buoyancy affect the length of the chine area. The chine beam at the transom must be wide for providing buoyant lift at the stern if boat is operating in the hump region. Transom must be narrow if dynamic lift predominates at full planing speeds in order to reduce frictional drag. Handling capacity also is improved with narrow stern. If boat operates at speeds near the resistance hump the bow provides an important additive to the resistance. Figure 2.7 shows recommended chine shape. [11]

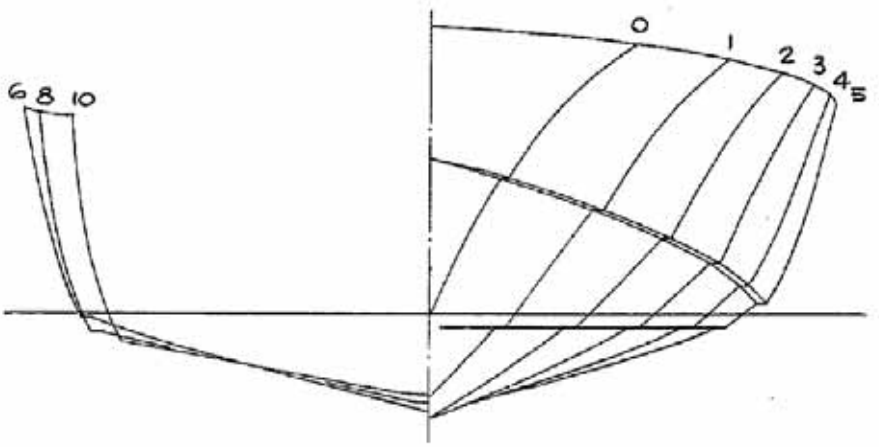


Figure 2.7 Recommended chine shape [11]

2.2.2. Step shape

Location of the center of pressure in trim calculations is calculated by using transom intersection with the mean buttocks, notwithstanding the transom shape. Pointed steps is a good solution for handling in rough water. Improved step ventilation has a huge effect on the planing efficiency. [11]

2.2.3. Aspect ratio

Generally higher aspect ratio means the better the lift to drag ratio. There is little increase for planing surfaces. When aspect ratio is constant, if there is an optimum wetted area it generates optimum trim. If one dimension of a planing surface is fixed and the other varied, changing the L/D does not change the aspect ratio massively. [11]

2.3. Hull form design concept and procedure

The hulls are designed with chine at different locations. Some of the models have two chines and some of them have just bottom and upper chine. Shape of sections which haven't chine, is designed in the shape of round. 9 different hull are designed. Lengths, beams and depths of the models are same. All of the models are designed in Maxsurf Modeler.

Chine locations of 9 hull:

- 1/3 Bottom Chine (The chine is started from bow and extending to 1/3 of the vessel). Line plans shown in Figure 2.8.

- 2/3 Bottom Chine (The chine is started from bow and extending to 2/3 of the vessel). Line plans shown in Figure 2.9.

- 3/3 Bottom Chine (The chine is started from bow and extending across length of the vessel). Line plans shown in Figure 2.10.

- 1/3 Upper Chine (The chine is started from bow and extending to 1/3 of the vessel). Line plans shown in Figure 2.11.

- 2/3 Upper Chine (The chine is started from bow and extending to 2/3 of the vessel). Line plans shown in Figure 2.12.

- 3/3 Upper Chine (The chine is started from bow and extending across length of the vessel). Line plans shown in Figure 2.13.

- 1/3 Bottom and Upper Chine (Double chine is started from bow and extending to 1/3 of the vessel). Line plans shown in Figure 2.14.

- 2/3 Bottom and Upper Chine (Double chine is started from bow and extending to 2/3 of the vessel). Line plans shown in Figure 2.15.

- 3/3 Bottom and Upper Chine (Double chine is started from bow and extending across length of the vessel). Line plans shown in Figure 2.16.

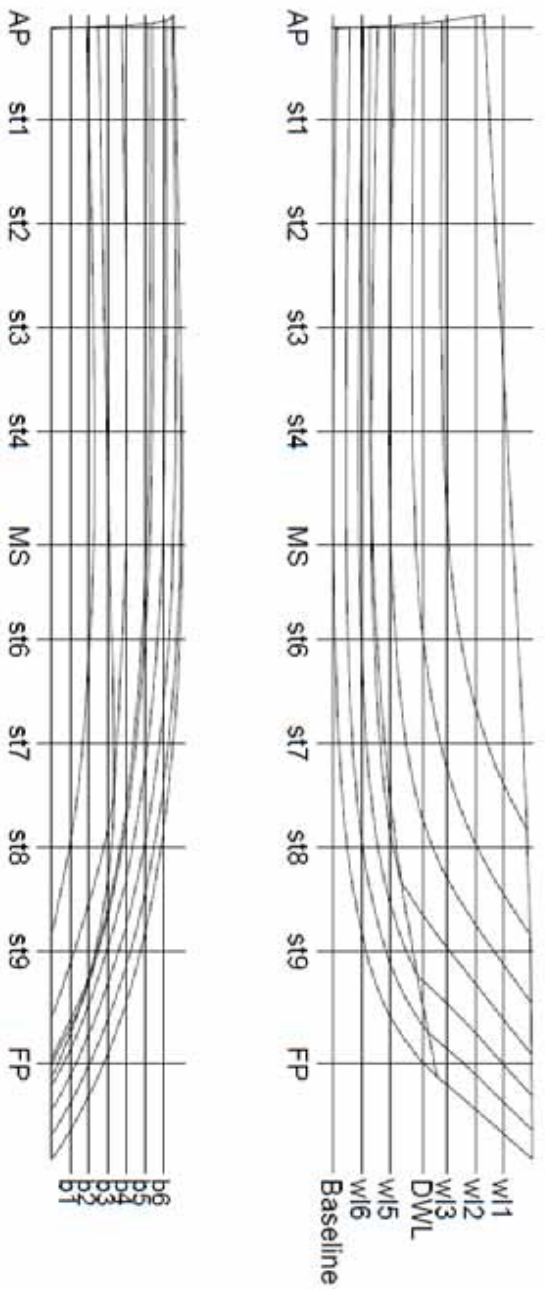
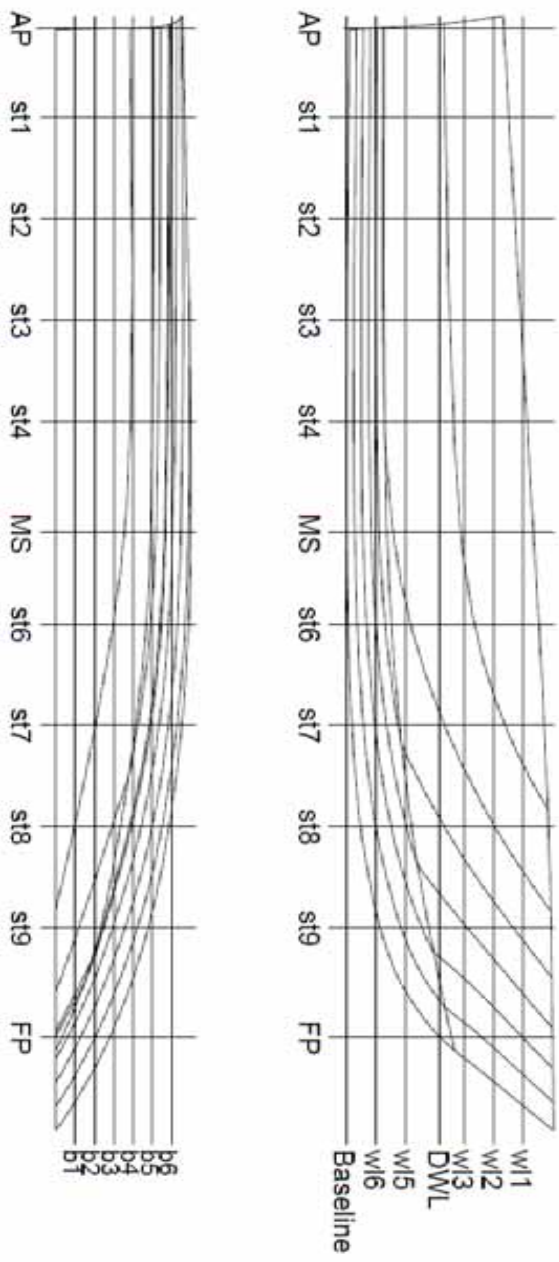


Figure 2.8 1/3 Bottom Chine

Figure 2.9 2/3 Bottom Chine



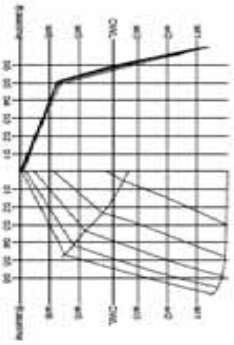


Figure 2.10 3/3 Bottom Chine

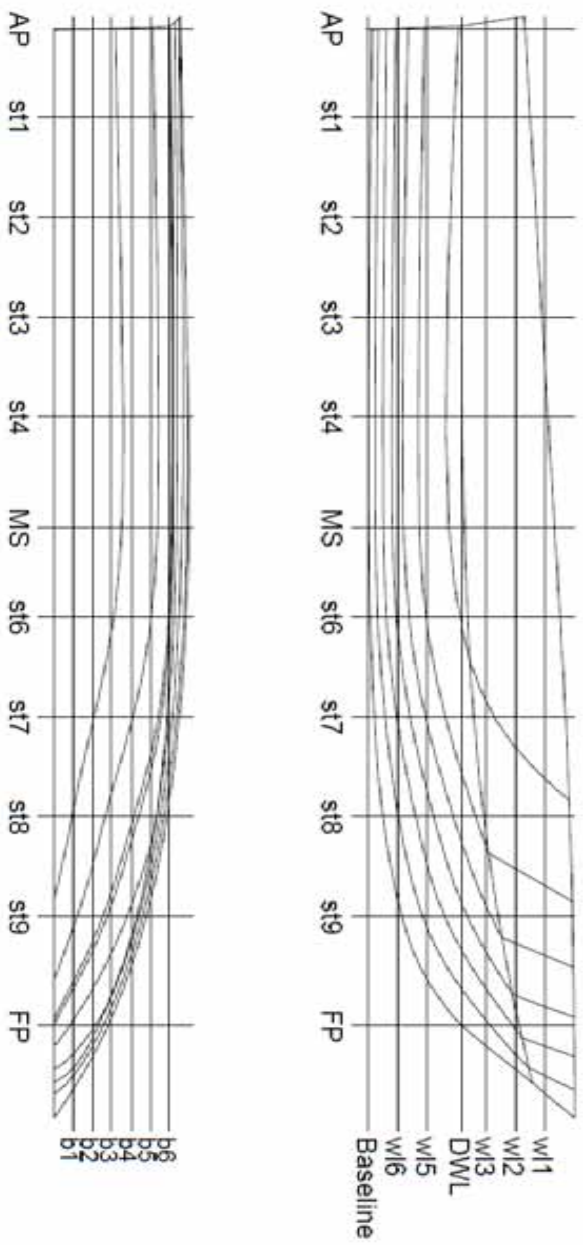


Figure 2.11 1/3 Upper Chine

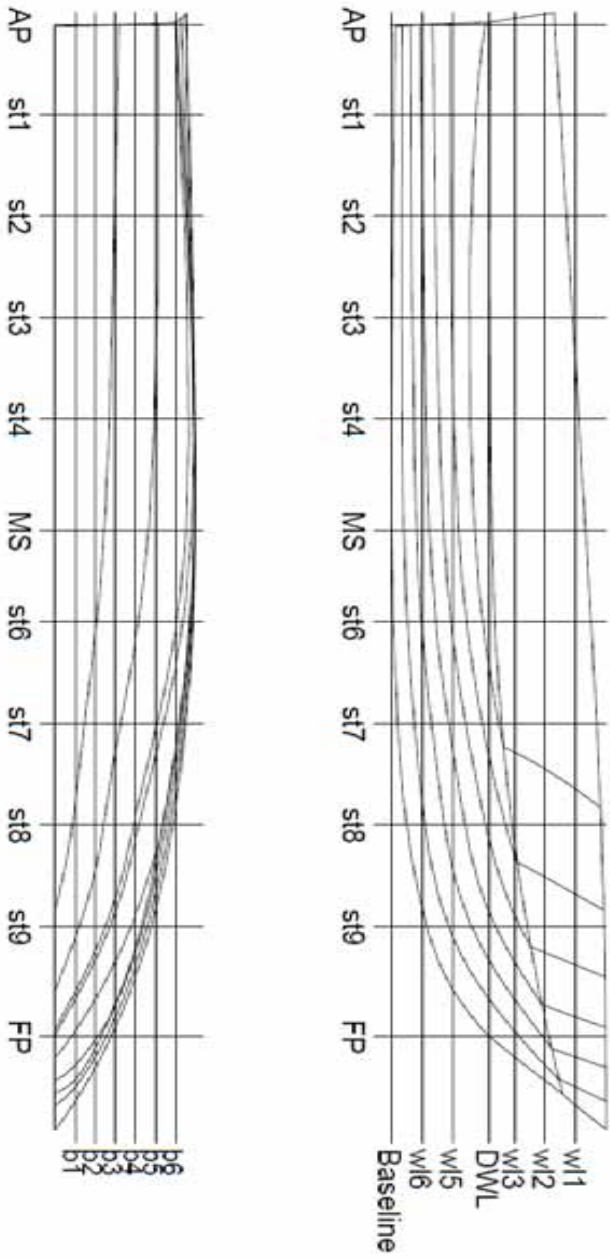


Figure 2.12 2/3 Upper Chine

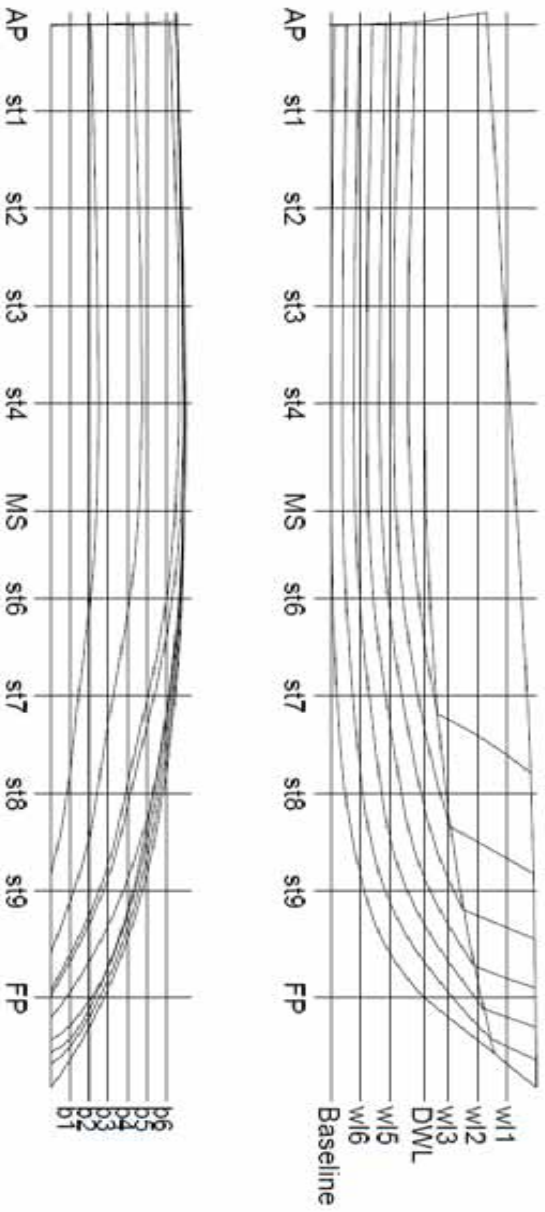


Figure 2.13 3/3 Upper Chine

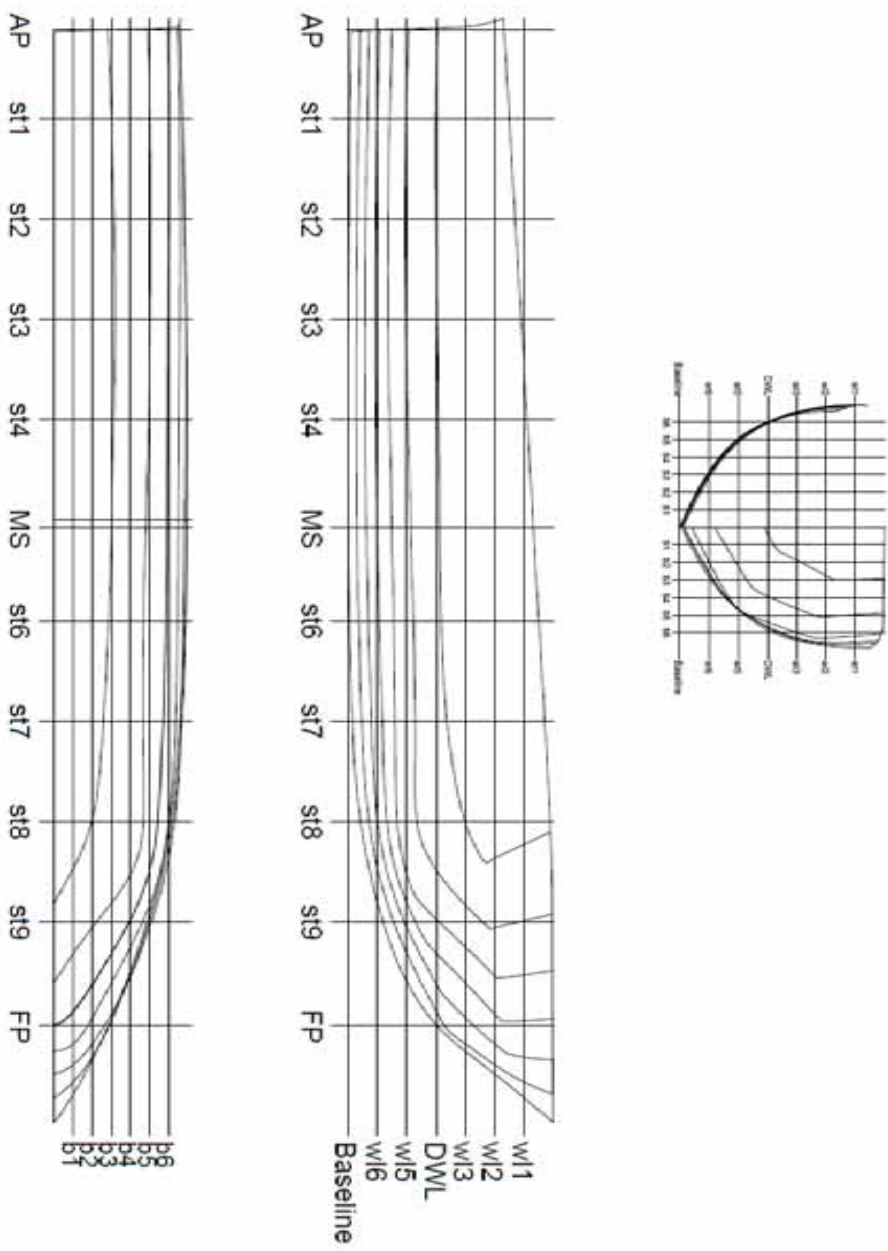


Figure 2.14 1/3 Bottom and Upper Chine

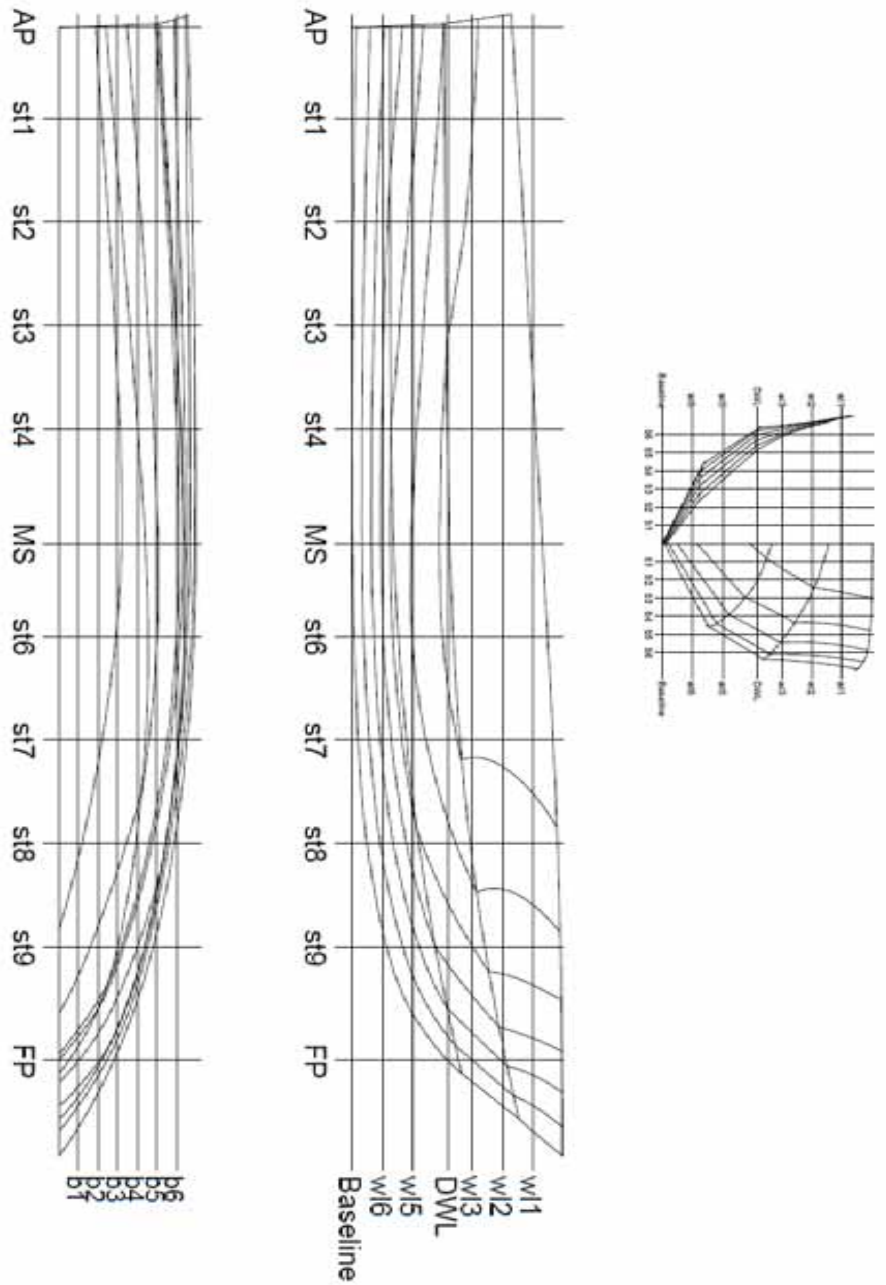


Figure 2.15 2/3 Bottom and Upper Chine

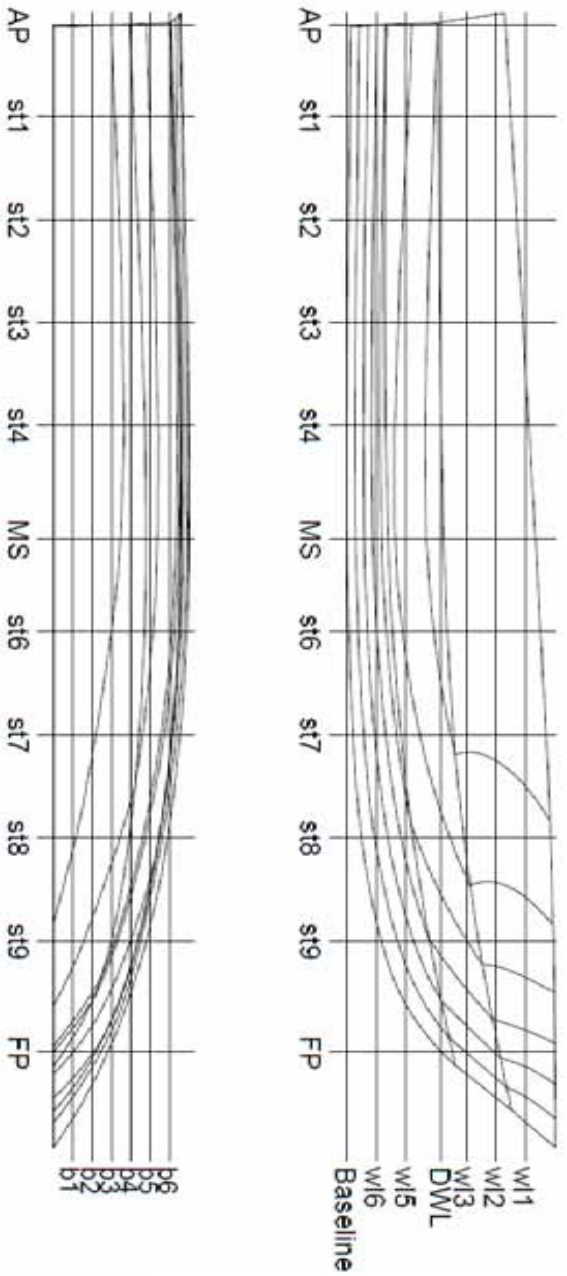


Figure 2.16 3/3 Bottom and Upper Chine

Basic characteristics of models:
Length: 12,902 m
Beam: 2,881 m
Depth: 2,207 m
Draft: 1 m

2.4. Systematic series of planing hull forms

When developing the systematic hull series by stretching or compressing, some of the hull parameters are changed while the other hull parameters is held constant. [1] Some of the popular systematic series of planing hull forms are:

2.4.1. Series 62

Series 64 was developed in the starting of 60s. Specifications of Series 62 are narrow transom, maximum chine beam forward of mid-ship, exceptionally blunt bow. [1] Body plan of series 62 parent shown in figure 2.17. For investigating of length-beam ratio, five models were tested. These models are 4665, 4666, 4667-1, 4668 and 4669. Table 2.1 shows some characteristics of the models. [6]

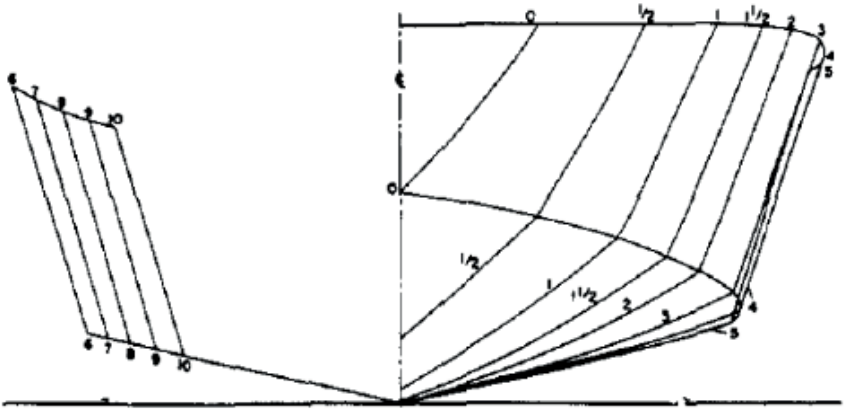


Figure 2.17 Series 62 [1]

Table 2.1 Some characteristics of the models of Series 62 [6]

Particulars	Models				
	4665	4666	4667-1	4668	4669
A_p (sq ft)	6,469	9,715	12,800	9,518	7,479
L_P (ft)	3,912	5,987	8,000	8,000	8,000
B_{PA} (ft)	1,654	1,623	1,600	1,190	0,935
B_{PX} (ft)	1,956	1,956	1,956	1,455	1,143
B_{PT} (ft)	1,565	1,386	1,250	0,934	0,734
L_P/B_{PA}	2,365	3,69	5,00	6,72	8,56
L_P/B_{PX}	2,00	3,06	4,09	5,50	7,00
B_{PX}/B_{PA}	1,18	1,21	1,22	1,22	1,22
B_{PT}/B_{PX}	0,80	0,71	0,64	0,64	0,64
x_p (ft)	0,475	0,482	0,488	0,488	0,488
β (deg)	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0
β_T (deg)	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5
LCG/L_P	0,41	0,42	0,43	0,43	0,43

2.4.2. Series 65

Series 65 was published in the early 70s. Series 65 consist of two groups of models. These are 65-A and 65-B. 65-A is not appropriate for modern step-less planing hulls. 65-A have some specific features which are shallow and narrow transom. Series 65-B is suitable for deep-vee concept hull. [1]

2.4.3. Dutch series 62

The Dutch Series 62 was published in the late 70s. Dutch Series 62 was tested only in the pre-planing and semi-planing speed regimes. Dutch series 62 parent shown in figure 2.18. [1]

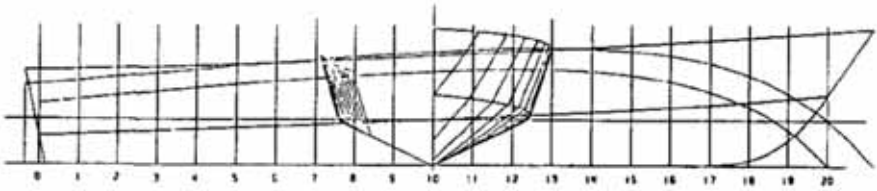


Figure 2.18 Dutch 62 series parent [1]

2.4.4. BK series

The Bk series which was developed in the 60s by the Soviets, is an exceptionally large semi-planing series. [1] This series is compatible for large patrol boats. The BK Series can be separated into two groups. Non dimensional variables such as L_P/B_m were held constant and the hull shape was varied to determine its effect on resistance. The other group have a completely reverse situation. [1]

2.4.5. MBK series

Structure and approach of the MBK an BK Series is nearly same but differs in the parent. MBK series was developed in the early 70s and is oriented towards smaller semi-planing hulls. Figure 2.19 shows MBK series parent. [1]

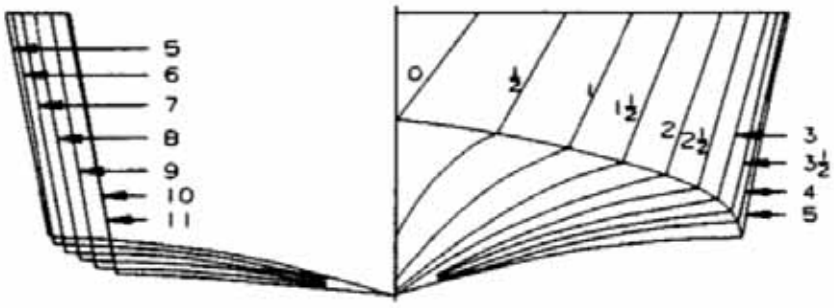


Figure 2.19 MBK series parent[1]

2.4.6. Taunton D. J. et al. series

Taunton et al. published a series of four monohedral hulls in 2011.In this Series seakeeping performance is better than other series. Models were tested in this speed range: F_V = 2.71 up to 8.02. [6]

3. Savitsky Method

Before the Savitsky Method, prediction of resistance and performance was being made with assumptions of trim angle, wetted length, speed coefficient because these characteristics were unknown. However, prediction of resistance and performance is not possible without the trim angle and mean wetted length of the planing surface. [12]

In 1964, Savitsky published a new method, which was based on empirical equations, to overcome this problem. Trim angle of a planing hull can be calculated with Savitsky method. Then, the resistance and effective power were calculated. Savitsky and Brown were worked on to improve the developed method by Savitsky (1964) for considering the warped hull shape and trim tab effects in their computations in 1976. [12]

3.1. Wave rise for flat planing surfaces

In the case of planing surfaces which have no deadrise (flat bottom planing surfaces), running wetted length l is larger than the length defined by the undisturbed water level intersection with the bottom l_1 because of water rises in front of the surface. Figure 3.1 shows that. Wagner (1932) found that the rising water surface blends into a thin sheet of water flowing forward along the planing surface in his mathematical study of the flow at the leading edge of a planing surface of infinite length. Spray root and the pressure distribution is shown in Figure 3.2. The stagnation line and spray root line are nearly intersecting at very small values of trim angle. Increasing of the trim angle causes moving the stagnation line farther away from the aft of the spray root line. [3]

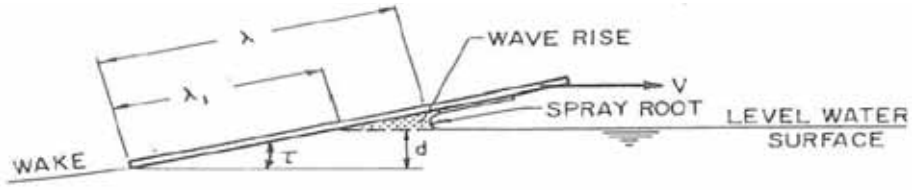


Figure 3.1 Wave rise on a flat planing surface [3]

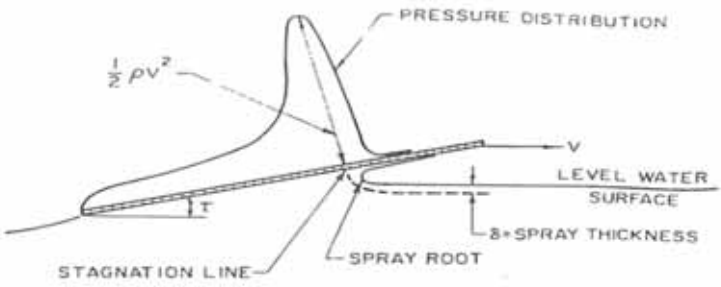


Figure 3.2 Typical pressure distribution on flat planing surface [3]

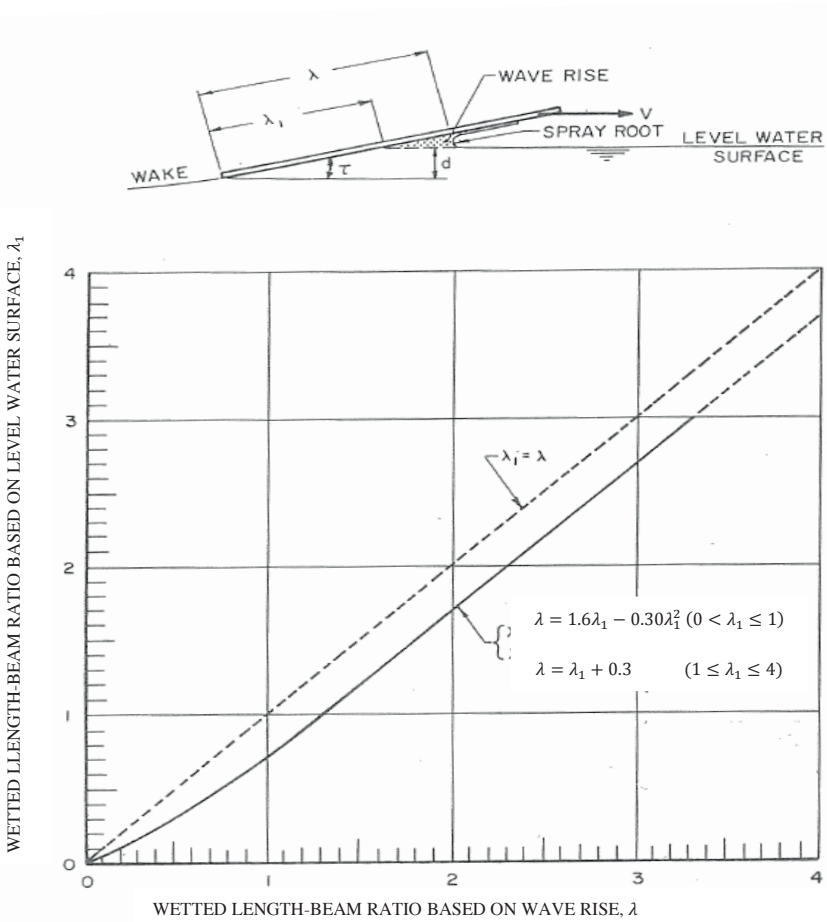


Figure 3.3 Wave-rise variation for flat planing surfaces [3]

Figure 3.3 shows flat plate wetted length data from all variable sources in the form of λ versus λ_1. Mean of the λ is running mean wetted length to beam ratio and λ_1 represents the calm water length-beam ratio obtained from the equation 3.1

$$\lambda_1 = d/B \; sin\tau \tag{3.1}$$

The mean curve fitted through the test data is defined by the following empirical equations:

$$\lambda = 1.6\,\lambda_1 - 0.3\,\lambda_1^2 \qquad (0 \le \lambda_1 \le 1) \tag{3.2}$$
$$\lambda = \lambda_1 + 0.3 \qquad (1 \le \lambda_1 \le 4)$$

The empirical wave-rise relation is given in the form of two equations since, for the average planing case, λ_1 is usually larger than unit and thus equations are reduced to very simple form of $\lambda = \lambda_1 + 0.30$. Equation 3.2 is applicable in the trim range from 2 to 24 degree; $\lambda \le 4.0$; and $0.60 \le Cv \le 25.00$. [3]

3.2. Wetted pressure area of deadrise planing surfaces

The intersection of the bottom surface with the undisturbed water surface is along two oblique lines (O-C) between the keel and chines shown in Figure 3.4. noticeable pile-up of water at the keel line aren't appeared up to a trim angle of about 15 degrees. Underwater photographs show the location of the spray root line. The spray root line has slightly convex shape. Thus, it is neglected because curvature is small. The mean wetted length of a deadrise surface defined as the average of the keel and chine lengths measured from the transom to the intersection with the spray root line. [3]

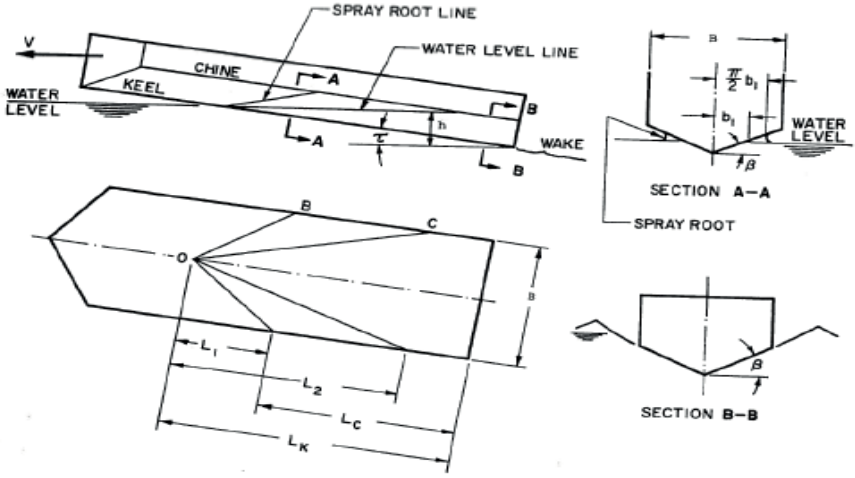


Figure 3.4 Waterline intersection for constant deadrise surface [3]

Equation 3.3 shows the difference between the wetted keel length and the chine length measured to the calm water intersection with the chine (L_2) is a function of trim and deadrise. [3]

$$L_k = \frac{b\ tan\beta}{2\ tan\tau} \tag{3.3}$$

Equation 3.4 shows the difference between actual wetted keel length and chine length for a prismatic planing surface. [3]

$$L_k - L_c = \frac{b}{\pi}\frac{tan\beta}{tan\tau} \tag{3.4}$$

Figure 3.5 shows a plot of this relationship. [3]

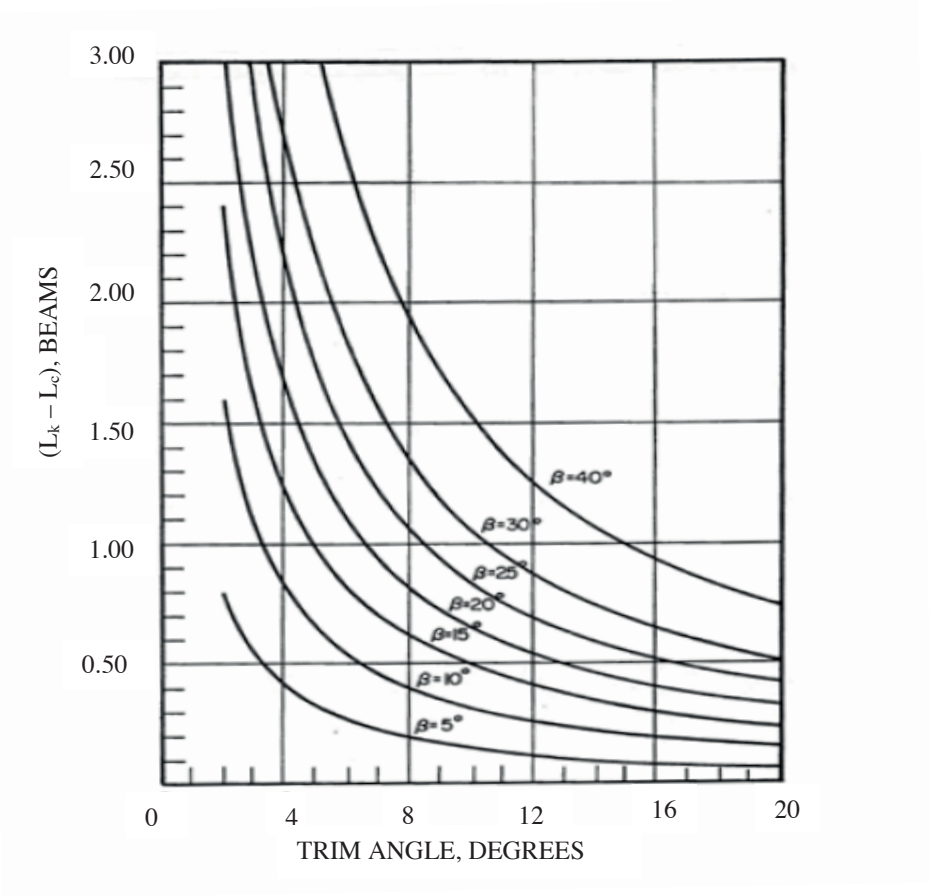


Figure 3.5 L_k– L_c versus trim and deadrise

Since the wetted keel length can be defined in terms of the draft of the aft end of the keel as

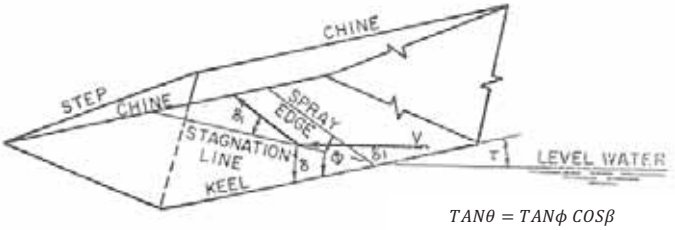
$$L_k = d/sin\tau \tag{3.4}$$

Then the pressure area is defined by wetted length-beam ratio in equation 3.5. [3]

$$\lambda = \frac{\left[\frac{d}{sin\tau} - \frac{b\ tan\beta}{2\pi\ tan\tau}\right]}{b} = \frac{L_k + L_c}{2b} \tag{3.5}$$

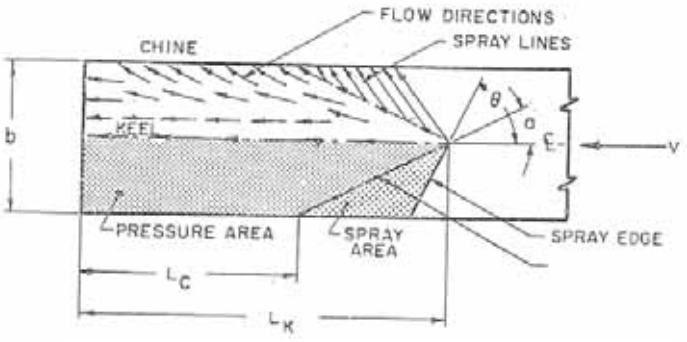
3.2. Wetted spray area of deadrise planing surfaces

The total wetted bottom area of a planing surface consists of two regions. Name of the first area pressure area which is aft of the spray root line. Name of the other one is spray root area which is forward of the spray root line. Load-carrying area of the planing bottom is the pressure area. The forward spray area has a hand in the total drag but is not considered to support any portion of the load. flow directions shown in figure 3.6. [3]



$$TAN\theta = TAN\phi\ COS\beta$$

$$TAN\alpha = \frac{\pi}{2}\frac{TAN\tau}{TAN\beta}$$



VIEW OF BOTTOM ON PLANE PARALLEL TO KEEL

Figure 3.6 Definition of wetted surface [3]

The flow in the pressure area is mainly aft with some transverse flow through the chines. The flow along the spray root line is primarily along the direction of the stagnation line. [3]

The actual spray area extends from the spray root line forward to the spray edge. The angle ϕ between the keel and spray edge measured in the plane of the bottom is

$$tan\phi = \frac{A+k_1}{1-Ak_1} \tag{3.6}$$

Where

$$A = \frac{\left\{sin^2\tau(1-2K)+K^2tan^2\tau\left[\left(\frac{1}{sin^2\beta}\right)-sin^2\tau\right]\right\}^{\frac{1}{2}}}{cos\tau+K\ tan\tau\ sin\tau} \tag{3.7}$$

$$k_1 = \frac{K\ tan\tau}{sin\beta}$$

And

$$K \approx \frac{\pi}{2}\ (1 - \frac{3\ tan^2\beta\ cos\beta}{1.7\ \pi^2} - \frac{tan\beta\ sin^2\beta}{3.3\ \pi}) \tag{3.8}$$

Equation 3.9 gives the total spray area, both sides, projected on a plane along the keel line. [3]

$$A_s = \frac{b^2}{2}\left(\frac{tan\beta}{\pi\ tan\tau} - \frac{1}{4\ tan\phi\ cos\beta}\right) \tag{3.9}$$

3.4. Lift of flat planing surfaces

The lift on a planing surfaces (at fixed draft and trim) has two separate effects. Dynamic reaction of the fluid against the moving surface is the one of them and the other one is associated with the static pressure corresponding to a given draft and hull trim. The buoyant lift component predominates at very low speed coefficients. dynamic lift effects increase when speed is increased. At first the dynamic effects tend to decrease the load which a given prismatic surface can support and then, as the speed is further increased, the pressure on a given surface will increase. [3]

Lifting surfaces of high aspect ratio (small λ) have a predominately longitudinal (chord wise) flow and that the lift is directly proportional to τ. For surfaces of very small span and infinite length, i.e., $\lambda = \infty$, the flow is in a transverse direction and lift is proportional to r^2. Therefore, for a normal low aspect-ratio planing surface, the lift can be expressed in the form

$$C_L = A_r + B\,\tau^2 \tag{3.10}$$

For the range of λ-values suitable for planing surfaces, the second term takes the form of a small correction to the first term. Equation 3.10 can be approximated by using τ to the 1.1 power. Hence

$$C_L/\tau^{1.1} = f(\lambda, C_v) \tag{3.11}$$

Sottorf's analysis of high speed planing data, where the hydrostatic term is negligible, showed that, for a given trim angle, the dynamic component of the lift coefficient varied as $\lambda^{1/2}$. Hence we can consider this component

$$C_{Ld} = c\lambda^{1/2}\,\tau^{1.1} \tag{3.12}$$

where c is a constant to be determined. [3]

The hydrostatic component of the lift for a flat plate of beam, B, mean length-beam ratio, λ, and angle of trim τ can be written as follows:

$$L_b = \frac{1}{2}\rho g b^3(\lambda - 0.30)^2\, tan\tau \tag{3.13}$$

Dividing both sides by $1/2\ \rho V^2 b^2$ and assuming that $(\lambda - 0.30)^2$ can be replaced by $K\lambda^n$ where D and n are constants to be determined, results in

$$C_{L_b} = \frac{D\,\lambda^n}{C_v^2}\, tan\tau \tag{3.14}$$

If the difference between $tan\tau$ and $\tau^{1.1}$ is neglected C_{L_b} can be written

$$C_{L_b} = \frac{D\,\lambda^n}{C_v^2}\, tan\tau \tag{3.15}$$

Combining equations 3.12 and 3.15 gives a form of an empirical equation for the lift coefficient of a planing surface, i.e.

$$C_L = \tau^{1.1}\left(c\lambda^{1/2} + \frac{D\lambda^n}{C_v^2}\right) \tag{3.16}$$

As any empirical equation there are a several ways to formulate the equation for planing lift. Equation 3.16 is advantageous for readily illustrating the effect of the variables on planing lift and also is easily applied in design of planing hulls. [3]

Consequently, equation 3.17 shows result of this analysis the empirical planing lift equation for a zero deadrise surface. [3]

$$C_L = \tau^{1.1}\left[0.0120\lambda^{1/2} + \frac{0.0055\lambda^{1/2}}{C_v^2}\right] \qquad (3.17)$$

This empirical equation is applicable for $0.60 \le C_v \le 13.00$; $2^\circ \le \tau \le 15^\circ$; and $\lambda \le 4$. For convenience in use, equation 3.17 is plotted in Fig. 3.7 in the form $C_L/\tau^{1.1}$ versus λ for a wide range of C_v-values. [3]

Examining this plot at a fixed value of λ it is clear that the buoyant contribution to lift is significant up to speed coefficients as high as approximately 10. At $C_v > 10$, the dynamic lift is predominant and the lift coefficient is then independent of speed. In fact, for $C_V > 10.0$ simplified form of the flat plate lift coefficient $C_L = 0.0120\lambda^{1/2}\tau^{1.1}$. [3]

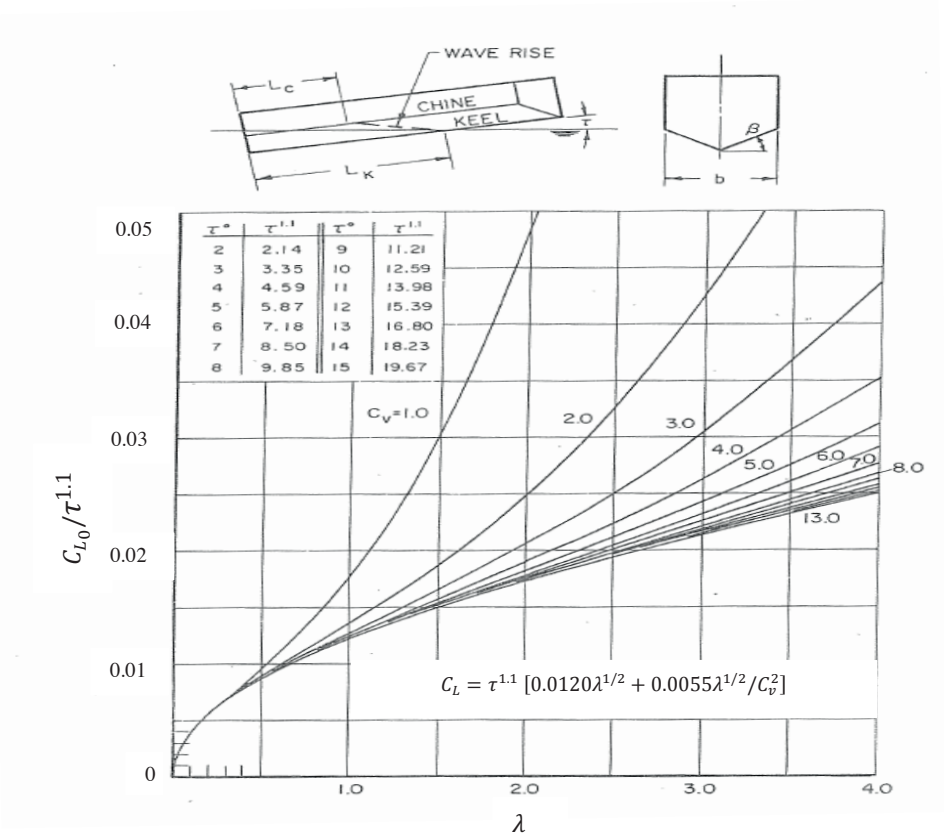


Figure 3.7 Lift coefficient of a flat planing surface; $\beta = 0°$ [3]

3.5. Lift of deadrise planing surfaces

For a given trim and mean wetted length-beam ratio, the effect of increasing the deadrise angle is a reduction of planing lift. This lift reduction in the stagnation pressure at the leading edge of the wetted area. It will be recalled from the discussion of wetted areas that the angle between the stagnation line and keel is given by the equation $\gamma = tan^{-1}(\frac{tan\tau}{2} tan\beta)$. When $\beta = 0$ the stagnation line is normal to the keel and normal to the free stream velocity so that full stagnation pressure is developed. To be able to increase the values of, the angle decreases so that full stagnation pressures are no longer developed; thus the planing lift is reduced. [3]

To formulate an empirical equation for the planing lift of a deadrise planing surface, the lift coefficient of a V-surface was compared with that of a flat plate at identical values of $\boldsymbol{\tau}$, $\boldsymbol{\lambda}$, and Cv. The lift of a deadrise surface can be explained by the following equation:

$$C_{L_\beta} = C_{L_0} - 0.0065\beta\, C_{L_0}^{0.6} \qquad (3.18)$$

When $C_{L\beta}$ is the lift coefficient for a deadrise surface, $\boldsymbol{\beta}$ is the deadrise angle (deg), C_{L0} is the lift coefficient of a flat plate operating at the same $\boldsymbol{\tau}$, $\boldsymbol{\lambda}$, and C_v as deadrise surface.
For convenience, the equation 3.18 is reported in Fig. 3.8. and 3.9. [3]

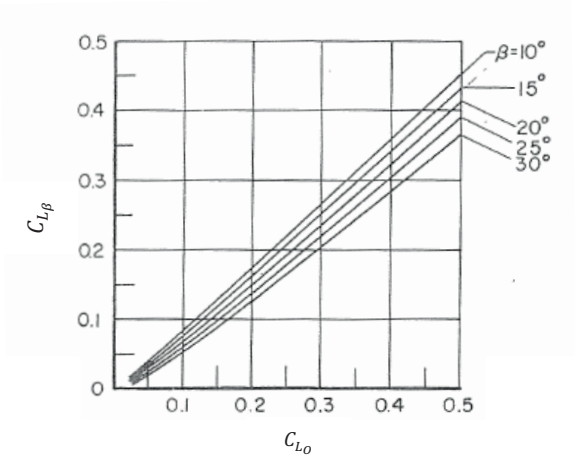


Figure 3.8 Lift coefficient of a deadrise planing surface $0 < C_{L_\beta} < 0.5$ [3]

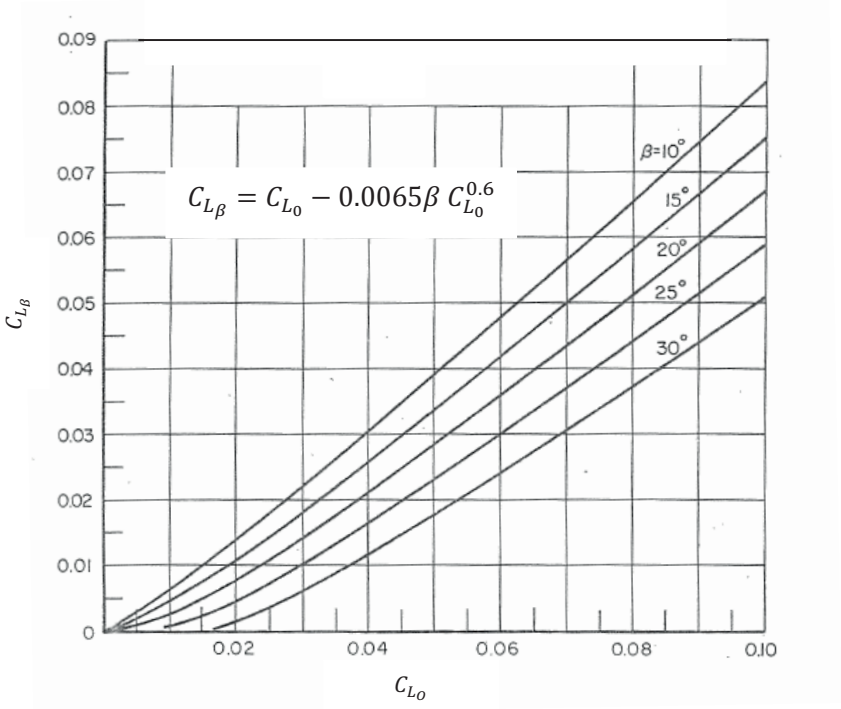
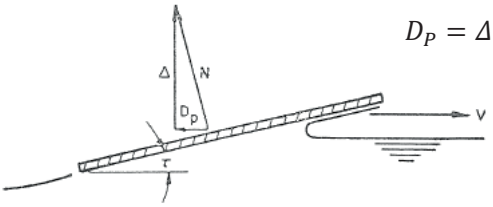


Figure 3.9 Lift coefficient of a deadrise planing surface $0 \leq C_{L_\beta} < 0.09$ [3]

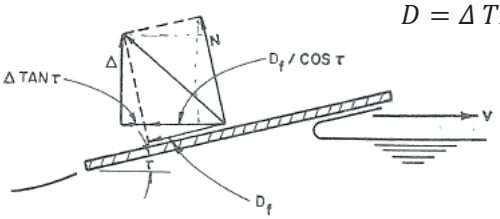
3.6. Drag of planing surfaces

The total hydrodynamic drag of a planing surface is comprised of pressure drag developed by pressures acting normal to the inclined bottom and viscous drag acting tangential to the bottom in both the pressure area and spray area. If there is side wetting, then this additional component of viscous drag must be added to the hydrodynamic drag acting on the bottom of the planing surface. For the current analysis it is going to be considered that there is no side wetting of the hull. [3]



$$D_P = \Delta\, TAN\tau$$

a) FRICTIONLESS FLUID



$$D = \Delta\, TAN\tau + \frac{D_f}{COS\tau}$$

b) VISCOUS FLUID

Figure 3.10 Drag components on a planing surface

For a frictionless fluid, the tangential force is zero. Hence for a trim angle τ, a load Δ, and a force N normal to the bottom the resistance component Dp due to pressure forces is shown in Fig. 3.10 to be

$$D_p = \Delta\, tan\tau \tag{3.19}$$

When the viscous drag Df acting tangential to the bottom is added, the total drag, D, would be as in Fig. 3.10 to be

$$D_p = \Delta\, tan\tau + \frac{D_f}{cos\tau} \tag{3.20}$$

The friction component D_f is computed by the following equation:

$$D_f = \frac{C_f \rho V_1^2 (\lambda b^2)}{2\, cos\beta^4} \tag{3.21}$$

where

C_f = Schoenherr turbulent friction coefficient

V_1 = Average bottom velocity

$$V_1 = V\left(1 - \frac{2p_d}{\rho V^2}\right)^{1/2} \tag{3.22}$$

p_d = Average dynamic pressure

$$p_d = \frac{\Delta}{\lambda b^2\, cos\tau} = \frac{0.0120\tau^{1.1}V^2\rho}{2\lambda^{1/2}cos\tau} \tag{3.23}$$

The average bottom velocity (V_1) is less than the forward planing velocity (V) because of the the fact that the planing bottom pressure is larger than the free stream pressure. Substituting 3.23 into 3.22 gives

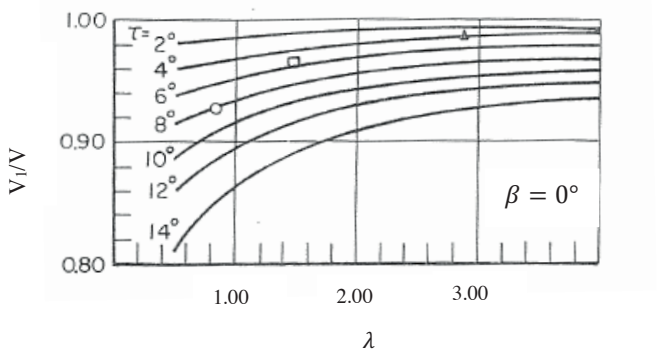
$$V_1 = V\left(1 - \frac{0.0120\tau^{1.1}}{\lambda^{1/2}cos\tau}\right)^{1/2} \quad for\ \beta = 0° \tag{3.24}$$

The average bottom velocity for specific deadrise angles is computed in an analogous manner using the lift coefficient for deadrise surfaces given by 3.18 The ratios V_1/V have been computed for four deadrise angles and the results are plotted in Fig. 3.11 in a convenient form for the designer's use. [3]

V_1 AVARAGE BOTTOM VELOCITY

V FORWARD PLANING VELOCITY

$$\frac{V_1}{V} = \sqrt{1 - \frac{0.0120\tau^{1.1}}{\lambda^{\frac{1}{2}}cos\tau} f(\beta)}$$



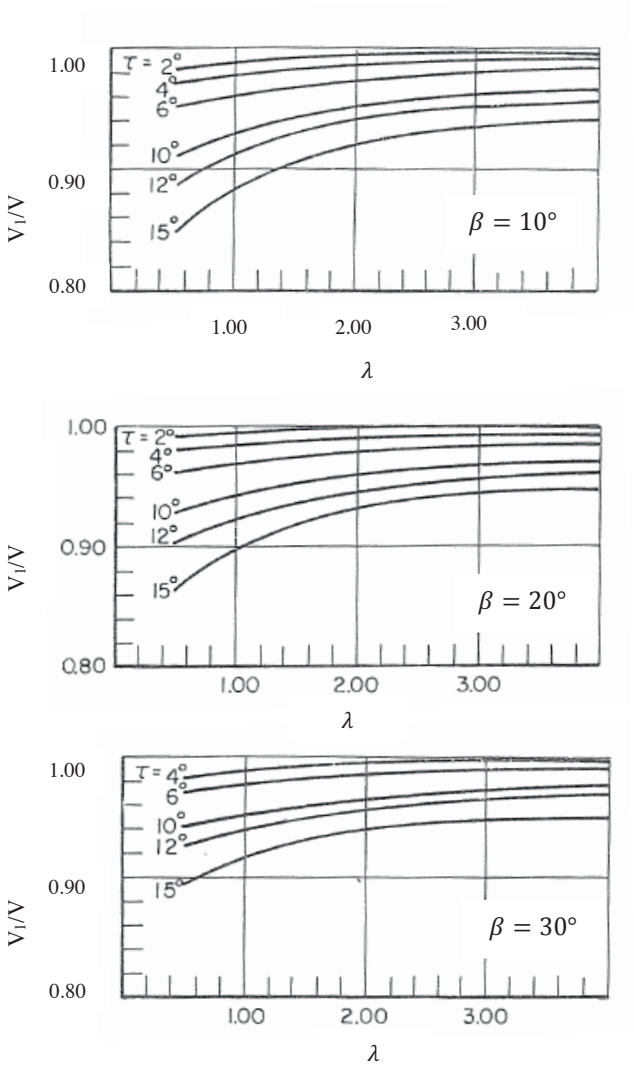


Figure 3.11 Magnitude of average bottom velocity for a planing surface [3]

It will be stated that these results were based chiefly on data obtained at planing trim angles greater than 4 deg. [3]

Finally, the hydrodynamic drag of a planing surface is given with the following equation:

$$D = \Delta\, tan\tau + \frac{c_f \rho V_1^2 (\lambda b^2)}{2\, cos\beta\, cos\tau} \tag{3.25}$$

3.7. Centre of pressure of planing surfaces

The resultant center of pressure of planing surfaces can be fairly accurately evaluated by separate considerations of the buoyant and dynamic force components of the lift. The center of pressure of the dynamic component is taken to be at 75% of the mean wetted length forward of the transom, while the center of pressure of the buoyant force is assumed to be 33% forward of the transom. Adding the moments taken about the transom for each of the two components of the total load gives an expression for the distance of the center of pressure forward of the transom. [3]

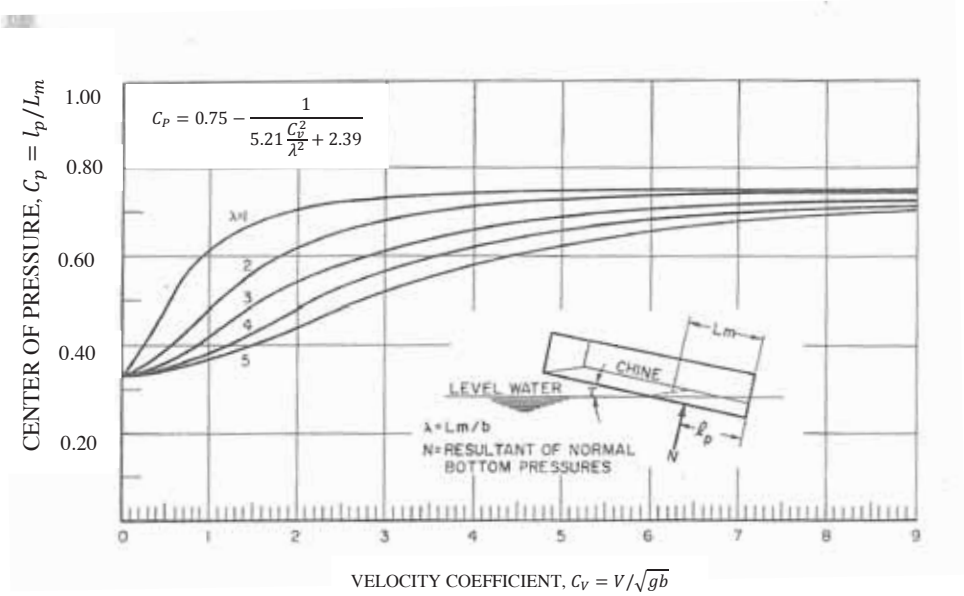


Figure 3.12 Centre of pressure of planing surfaces [3]

By using the values of the buoyant and dynamic force components given in (3.17), the center of pressure, C_p, is found to be a distance forward of the transom equal to

$$C_P = \frac{l_p}{\lambda b} = 0.75 - \frac{1}{5.21\frac{C_v^2}{\lambda^2} + 2.39} \tag{3.26}$$

where C_p is the ratio of the longitudinal distance from the transom to the center of pressure divided by the mean wetted length, Fig. 3.12. C_p is essentially independent of trim angle and/or deadrise angle. If the wetted length and speed coefficient are known, the value of C_p can be easily defined by the chart. [3]

4. Conclusion

Resistance analysis are performed in Maxsurf Resistance module. All of resistance analysis are made with Savitsky planing method. Speed range is taken 2.5 to 26 m/s. Total resistance, frictional resistance and residual resistance are found for 9 different chinned hull shape. And comparisons are made by taking all resistance analysis of 9 models in same graphics and tables.

Residual resistance analysis of models versus speed shown in Appendix-Figure 4.1 that shows all models pass to planing regime between 13 to 15 m/s. Also it is determined from appendix-figure 4.1, bottom 1/3 chine has the lowest residual resistance. Some characteristics of bottom 1/3 chine are investigated for understanding the why bottom 1/3 chine has lowest residual resistance. It is found that, bottom 1/3 chine has lowest displacement volume and lowest transom area. Displacement volumes and transoms of the models is compared an it is seen that, residual resistance mostly related to transoms and displacement volumes. On the other hand, it is proved by looking the highest residual resistance which is bottom 3/3 chine. Bottom 3/3 chine, which has higher displacement and transom compared to others, has highest residual resistance compared to others.

In the aspect of frictional resistance, comparing graphic of frictional resistance of different hulls is prepared shown in Appendix-figure 4.2. It is seen that frictional resistance is predominately related to wetted area of hulls but there is undeniable effect of spray lines on frictional resistance. Because wetted areas of models are nearly same but friction resistance of some models lower than the others in despite of their higher wetted areas. For example, bottom 3/3 chine has lowest frictional resistance compared to others but wetted area of bottom 3/3 chine is slightly higher than most of models.

Compared graph of the total resistance versus speed shown in appendix-figure 4.3. It is seen that, again bottom 1/3 chine is lower total resistance compared the others because of lowness of residual resistance. Total resistance is the sum of frictional resistance and residual resistance. Residual resistance has a more effect on total resistance therefore, bottom 1/3 chine gives lowest total resistance from among other models. Frictional resistance of models is nearly same and residual resistance creates the difference in total resistance. Also bottom 1/3 chine is more advantageous in service speed, which is generally 15-17 m/s, and in lower speed. But at high speeds like 25 m/s, bottom 2/3 chine become most advantageous because of importance of frictional resistance increases at high speeds. Residual resistance decreases when hull pass the planing speeds.

5. References

[1] Almeter, J. M., 2005. Resistance prediction of planing hulls: State of Art, M.: Marine Technology, New York.

[2] Lawrence, J., January 1985. Hydrodynamics of High-Speed Small Craft, Department of Naval Architecture, The University of Michigan, Michigan.

[3] Savitsky, D., October 1964. Hydrodynamics of planing hulls, Marine Technology.

[4] Baird, N., 1998. The world fast ferry market, Melbourne.

[5] Faltinsen, O., 2005. Hydrodynamics of High-Speed Marine Vehicles, Cambridge University.

[6] Mancini, S., 2015. Hydrodynamics of planing hulls, Master's Degree Thesis, University of Naples.

[7] Savitsky, D., 1992. Overview of planing hull development, In Proc. HPMV'92, Alexandria.

[8] Clement, E. P., Koelbel, J. G., 1992. Optimized design for stepped planing monohulls and catamarans, In Proc. HPMV'92, American Society of Naval Engineers, Alexandria.

[9] Ghani M. P. A., 2010. Small Craft Technology, UTM.

[10] Kohansal, A. R., Ghassemi, H., January 2010. A numerical modeling of hydrodynamic characteristics of various planing hull forms, Department of Marine Technology, Amirkabir University of Technology, Tehran.

[11] Savitsky, D., Koelbel, J., October 1971. Small Craft Engineering: Resistance, Propulsion and Sea Keeping, Department of Naval Architecture, The University of Michigan, Michigan.

[12] Ghadimi P., Tavakoli S., Feizi Chekab M. A.,Dashtimanesh A.., December 2015. Introducing a particular mathematical model for predicting the resistance and performance of prismatic planing hulls in calm water by means of total pressure distribution, Amirkabir University of Technology, Tehran,.

ACKNOWLEDGEMENTS

I would like to express my deep appreciation and thanks for my supervisor Prof. Dr. Abdi Kükner and my parents for their support throughout the preparation of this project. I would also like to thank Prof. Dr. Kadir Sarıöz for his valuable support.

6. Appendix

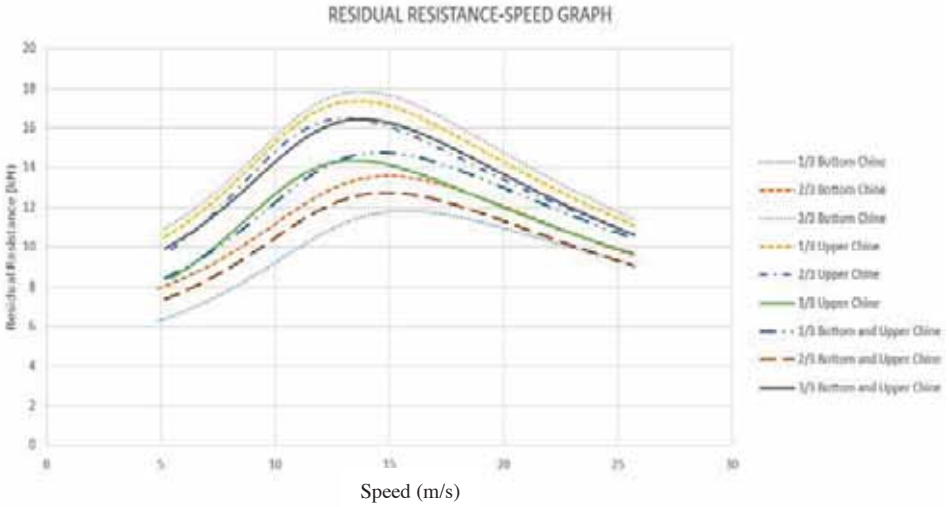


Figure 4.1

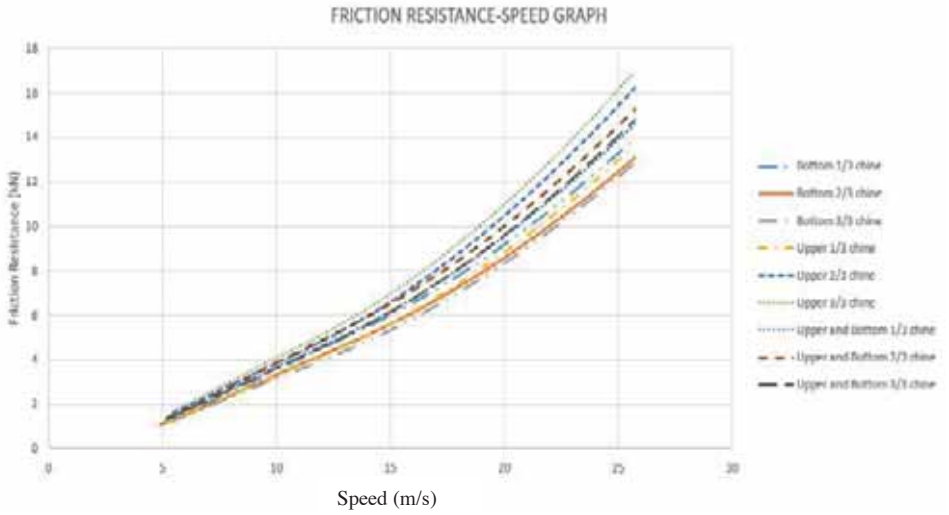


Figure 4.2

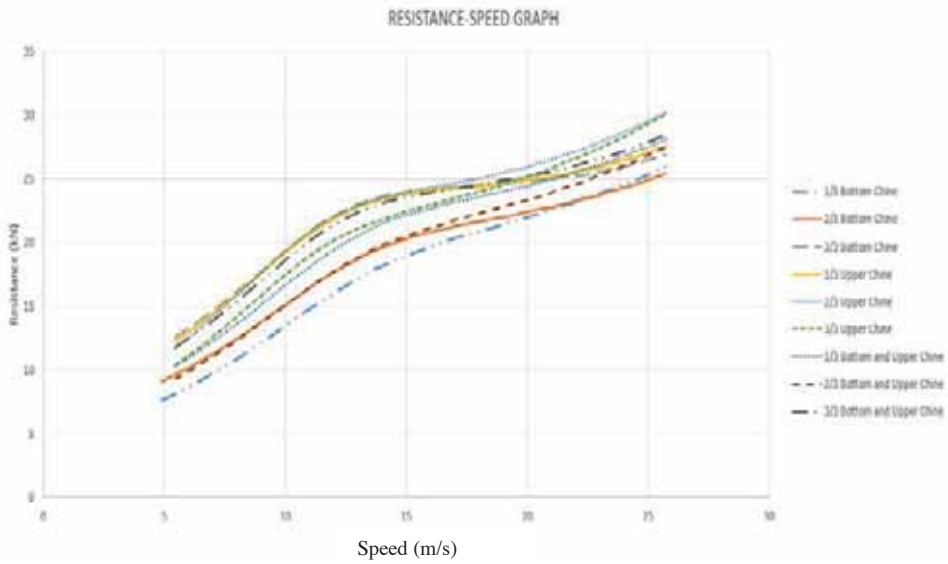


Figure 4.3

Table 4.1 Wetted surfaces of models

	Wetted Surfaces (m^2)
Bottom Chine 1/3	30,58
Bottom Chine 1/3	32,45
Bottom Chine 3/3	34,076
Upper Chine 1/3	33,656
Upper Chine 2/3	34,017
Upper Chine 3/3	34,201
Upper-Bottom 1/3	32,967
Upper-Bottom 2/3	33,335
Upper-Bottom 3/3	34,911

LIST OF SYMBOLS

B : Beam
$\mathbf{B_m}$: Midship chine beam
b : Beam of planing surface, (ft)
C_f : Frictional drag coefficient
C_L : Lift coefficient, zero deadrise
C_{Lb} : Buoyant component of lift coefficient
C_{Ld} : Dynamic component of lift coefficient
C_p : Distance of center of pressure measured along keel forward of transom
Cv : Speed coefficient
D : Depth
d : Vertical depth of trailing edge of boat (at keel) below level water surface, (ft)
D_f : Frictional drag-force component along bottom surface
D_P : Resistance component due to pressure force, (lb)
U : Forward Velocity of Vessel
L : Length
L_2 : Difference between keel and chine lengths wetted by level water surface, (ft
L_c : Wetted chine length, (ft)
L_k : Wetted keel length, (ft)
$\mathbf{L_P}$: Projected chine length
V : Horizontal velocity of planing surface, (fps)
V_1 : Mean velocity over bottom of planing surface, (fps)
λ : Mean wetted length-beam ratio
λ_1 : Mean wetted length-beam ratio based on area below undisturbed water surface, (ft
τ : Trim angle of planing area, (deg)
β : Angle of deadrise of planing surface, (deg)
$\boldsymbol{\tau}$: Trim angle of planing area, (deg)
$\boldsymbol{\phi}$: Angle between the keel and spray edge measured in plane of bottom, (deg)

RÜZGÂR-ELEKTRİK HİBRİT KONSEPTİNDE GELİŞTİRİLEN BİR TEKNE İÇİN YATAY EKSENLİ SUALTI TÜRBİN TASARIMI

Mustafa ALVAR[1], Serkan EKİNCİ[2], Alaz TALAY[1]

ÖZET

Son yıllarda, rüzgâr ve güneş enerjisi ile deniz ve gel-git akıntıları gibi yenilenebilir kaynaklardan elektrik enerjisi üretimi üzerine yapılan teorik çalışmaların ve uygulamaların hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Bunlardan sualtı akıntı türbinleri, suyun değişik hareketlerinden yararlanarak enerji üreten sistemler arasında olan ve düşük akım hızlarında dahi enerji üretebilme yeteneğine sahip, okyanus ve denizlerde işletilen enerji üretme yöntemlerinden biridir.

Bu çalışmada, yelkenli bir tekne üzerinde sabit bulunacak ve yelken seyri sırasında tekne gövdesi etrafındaki akıştan enerji elde edecek bir sualtı akıntı türbininin, fonksiyon gereksinimleri doğrultusunda ön tasarımı ve detay tasarımı (mekanik tasarım ve hidrodinamik tasarım) gerçekleştirilmiştir. Tasarım aşamalarında, su altı türbin kanatlarının dizaynı, analizi ve optimizasyonunda yaygın olarak kullanılan momentum kanat elemanı yöntemi (MBEM=Momentum Blade Element Method)'nden yararlanılmıştır. Ön tasarım ve mekanik tasarım sonucunda ortaya çıkan yatay eksenli sualtı türbin sistemi, bileşenleri ile birlikte gösterilmiştir. Daha sonra, , türbinin pod geometrisinin de dahil olduğu geometri ile birlikte, seçilen akış hızları ve türbin devirlerinde, CFD (Computational Fluid Dynamics) analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler, motor ve yelken seyri esnasında türbin konumları dikkate alınarak (açık/kapalı konum), sistemin bütünlüğünü bozmadan (türbin+tekne) gerçeğe en yakın olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda alternatör seçimi de yapılarak, tasarım gereksinimlerini karşılayacak şekilde nihai tasarıma ulaşılmıştır. Böylelikle, üzerinde rüzgâr ve/veya güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından enerji elde edebilen, depolayabilen ve gerektiğinde bu enerjiyi kullanabilen donanıma sahip her yelkenli tekne için, güneş ve rüzgâr teknolojilerine göre daha fazla güç üretebilen, verimli, uzun ömürlü, kullanımı kolay ve yenilikçi bir ürün ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: Yenilenebilir enerji, sualtı türbini, momentum kanat elemanı yöntemi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği

1.Giriş

Fosil yakıtların çevreye zararının gözle görülür derecede hissedilmesi ve bu kaynakların tükenme süreçlerine girmesi, yenilenebilir enerji kaynaklarına olan eğilimi gün geçtikçe arttırmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynakları denildiğinde rüzgâr enerjisi, güneş enerjisi ve suyun yeryüzündeki çeşitli konum ve hareketlerinin enerjiye çevrilmesine dayalı hidroelektrik enerjisi gibi kaynaklar gösterilebilir. Tüm bu yenilenebilir enerji kaynakları,

1 Milper Pervane Teknolojileri A.Ş., Pendik, İstanbul
Tel:0216 447 02 54, e-posta: mustafa.alvar@milper.com.tr, alaz.talay@milper.com.tr
2 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 383 28 48, e-posta:ekinci@yildiz.edu.tr

dünyanın en büyük sorunlarından biri olan artan enerji ihtiyacına ve çevre kirliliğine yanıt olabilecek alternatif kaynaklardır.

Yenilenebilir enerji kaynağı olarak hidro enerji, sualtı akıntılarının barındırdığı kinetik enerjinin elektrik enerjisine su türbinleri vasıtasıyla dönüştürülmesidir. Sadece sualtı akıntıları değil nehir, boğaz gibi alanlardaki akışın da elektrik enerjisine dönüştürülmesi bu türbinler ile mümkün olmaktadır. Literatüre bakıldığında bu konuda yapılan çalışmaların çeşitliliği görülmektedir. Klasik olarak rüzgâr türbinlerine benzer şekilde tasarlanan sistemlerin yanı sıra kullanım yeri ve akış karakteristiklerine göre değişik tipte ve yenilikçi tasarımların mevcut olduğu da görülmektedir. Bu sistemlerde kullanılan yatay eksenli ve düşey eksenli türbinler, üzerinde en çok çalışma yapılan tipteki türbinlerdir.

Sualtı akıntı türbinleri, denizlerdeki sıcaklık farkı nedeni ile oluşan akıntılara, gelgit olayı nedeni ile oluşan sualtı akıntılarına ve nehirlerde/boğazlarda oluşan akıntılara ait enerjiyi elektrik enerjisine çevirmeyi hedeflemektedir. Son zamanlarda, sualtı akıntı türbinleri ile ilgili olarak gerçekleştirilen teorik ve deneysel çalışmalar, yenilenebilir enerji ve hidrodinamik literatüründe sıkça yerini almıştır. Rüzgâr ve akıntı türbinlerinin tasarımında kullanılan momentum kanat elemanı teorisi (MBEM) momentum ve kanat elemanı teorilerinin birleştirilmiş halidir. MBEM yöntemi özellikle türbin tasarımlarının ön tasarım aşamalarında hızlı ve uygulanmasının kolay olması bakımından sıklıkla tercih edilen bir yöntemdir. Batten vd. [1] yaptıkları çalışmada, MBEM yönteminin, düşük kiriş boyuna sahip türbin kanatları için akışın düzgün olduğu koşullarda, performans açısından uygun olduğunu belirtmişlerdir. Batten vd. [2] diğer bir çalışmasında ise MBEM yöntemi ile hesaplamalarını yaptıkları bir türbinin model ölçeğinde kavitasyon testlerini gerçekleştirmişlerdir. Lee vd. [3] çalışmasında, MBEM yöntemi ile CFD yöntemi, model deneyleri gerçekleştirilen bir türbine ait sonuçlar ile karşılaştırılarak incelenmiştir. Mason-Jones vd.[4] yaptıkları çalışmada, türbin tasarımı ve performansının belirlenmesinde ölçeklendirme konusunu incelemişlerdir. CFD analizleri sonuçlarının, deneysel ve tam ölçekli test sonuçları ile karşılaştırmasını yapmışlardır. Wang ve Atlar [5] çalışmasında, sualtı akıntı türbinlerinin kavitasyon, gürültü ve kayan akım karakteristikleri üzerine olan etkisi deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Fernandez-Rodriguez [6] çalışmasında, sığ sularda kullanılan bir sualtı akıntı türbini üzerinde, dalga ve türbülanslı akışın etkisinde oluşabilecek en yüksek itme kuvvetleri, MBEM ve CFD yöntemleri ile incelenmiştir. Literatürde MBEM ve CFD yöntemleri haricinde türbin tasarım ve performans hesaplamalarında kullanılabilecek başka sayısal yöntemler de mevcuttur. Uşar ve Bal [7] yaptıkları çalışmada, MBEM yöntemi ve Sınır Elemanı Yöntemi(Boundry Element Method - BEM) 'ni birleştirerek yaptıkları hesaplamalar ile su altı akıntı türbinlerinde kavitasyon oluşumu ve bunun performans üzerindeki etkisini incelemişler ve sonuçları test sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Kinnas ve Xu [8] çalışmasında, su altı akıntı türbinleri performans hesaplamalarında kullanılabilecek Sınır Elemanı Yöntemi (Boundry Element Method-BEM) ve Girdap Kafes Yöntemi (Vortex Lattice Method -VLM) gibi çeşitli sayısal yöntemler tanıtılmıştır.

Bu çalışmada, "Sıfır Emisyonlu Yenilenebilir Enerji Üreten Yelkenli Bir Tekne (REPSAIL)" nin üzerinde sabit bulunan ve birincil yenilenebilir enerji kaynaklarından biri olan sualtı akıntı türbininin tasarımı yapılmıştır. REPSAIL, rüzgâr, güneş ve teknenin yelken ile seyri sırasında tekne çevresinde oluşan su akışını kullanarak bunu elektrik enerjisine çeviren, depolayan ve ihtiyaç durumunda depolanan bu enerjiyi sevk ve yaşam

destek sistemleri için kullanan bir konsepttir (Şekil 1). Bu konsept tasarımda, teknenin seyri esnasında ya da demirli durumda iken rüzgar enerjisini elektriğe dönüştürecek bir rüzgâr türbini ve en yüksek panel alanını sağlayacak şekilde tasarlanmış üst bina üzerine konumlanmış güneş panelleri mevcuttur. Ancak bu çalışmada teknede yer alan rüzgâr türbini ve güneş panellerine ait detaylara yer verilmemiştir.

Şekil 1. REPSAIL projesine ait tekne görseli (yandan görünüm)

İlk olarak, ön tasarım aşamasında, tekne için sualtı akıntı türbinine ait gereksinimler doğrultusunda türbin kanatlarına ait kanat kesit profili, kanat uç hız oranı (TSR) ve türbin çapı belirlenmiştir. Daha sonra MBEM yöntemine dayalı iki farklı açık kaynak kodu yardımı ile kanat geometrisinin optimizasyonu ve modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Bu kodlardan ilki türbin optimizasyonunda kullanılan ve "Harp_Opt" adı ile anılan koddur. Bu kod, "National Renewable Energy Laboratory (NREL)" tarafından verilen destek ile geliştirilen ve geliştirilmeye devam edilen bir koddur [9].Diğeri ise kesit profili özelliklerini hesaplayabilen XFOIL [10] kodu ile MBEM yöntemini kullanan bir kodun entegre edildiği, kullanıcı dostu bir arayüze sahip olan ve kanat geometrisinin modellenmesinde kullanılan "QBlade" kodudur [11]. Qblade kodunda, MBEM yöntemi ile performans hesaplarının yapılabilmesi için seçilen kesitin, C_L ve C_D değerleri hesaplanabildiği gibi türbin kanatları üç boyutlu olarak modellenebilmekte, başka yazılımlarda kullanılmak üzere dışa aktarılabilmekte ve performans hesapları görsel grafikler ile desteklenmektedir. Ön performans hesapları ve türbin kanatlarının türbin göbeğine göre hatvesinin tasarım gereksinimlerine etkisi, MBEM ile değerlendirilerek uygun konuma karar verilmiştir. Detay tasarım aşamasında, ön tasarıma göre türbine ait göbek/pod geometrisi ve sistemi oluşturan tüm bileşenler ile birlikte mekanik tasarım gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, tasarımı tamamlanan türbinin, pod geometrisinin de dâhil olduğu şekli ile seçilen akış hızları ve türbin devirlerinde CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler, motor ve yelken seyri esnasında türbin konumları dikkate alınarak (açık/kapalı konum), sistemin bütünlüğünü bozmadan (türbin+tekne) gerçeğe en yakın olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda alternatör seçimi de yapılarak, nihai tasarıma ulaşılmıştır. Tasarımın daha önce belirtilen gereksinimleri karşılayıp karşılamadığı incelenmiş ve ileride yapılabilecek iyileştirmeler tartışılmıştır.

2. Momentum Kanat Elemanı Yöntemi

Akıntı türbinlerinin tasarımında, rüzgâr türbinlerinin tasarımında kullanılan hesaplama yöntemleri kullanılabilmektedir. Bu çalışmada, sualtı türbin kanatları üzerinde oluşması muhtemel kavitasyon olgusu incelenmemiştir. Rankine tarafından geliştirilen momentum kanat elemanı yöntemi (MBEM: Momentum Blade Element Method), rüzgar türbinlerinin dizayn ve analizinde yaygın olarak kullanılmaktadır (Hansen et al. [12]; Maalawi et al.[13]). Momentum kanat elemanı teorisi, türbinin çalışmasını iki yöntemi birleştirerek incelemektedir. İlki, türbin üzerine etkiyen ve dönen silindirik akışın momentumunun korunumu ile ilgili momentum teorisi, diğeri ise türbin kanat kesitleri üzerindeki kaldırma ve sürüklenme katsayılarının hesaplaması ile ilgili kanat elemanı teorisidir. Bu yöntemde, pervane yarıçap boyunca belirli sayıda akım tüpüne ayrılarak her bir tüpteki iki boyutlu kanat profilinin, kaldırma ve direnç kuvveti ile akım tüpü içerisinde üretilen itme ve torkun hesaba katıldığı bir kuvvet dengesi ve eksenel ve açısal momentum dengesi hesaplanır (Hansen [14]). Bu, her bir kanada ait akım tüpü için iteratif olarak çözülebilen bir grup lineer olmayan denklem sistemini meydana getirir. Elde edilen elementer itme ve tork değerleri yarıçap boyunca entegre edilerek pervane performansı tahmin edilir (Manwell et al.[15]) ve üretilebilecek güç bulunabilir. Bir sualtı akıntı türbininin tasarımı için gerekli olan hidrodinamik performans, rüzgâr türbinine benzer şekilde MBEM yöntemi kullanılarak modellenebilir, (Burton et al. [16]; Batten et al. [17]). Yöntemin yüksek doğrulukta sonuçları az bir hesaplama zamanı ile ortaya koyması en önemli uygulama nedenleri arasındadır(Whelan et al. [18]; Widjanarko et al. [19]).Momentum kanat elemanı yöntemine ait detaylar ve formülasyon için Uşar ve Bal [7] çalışmasına bakılabilir.
Türbin tasarımının temelinde, profil kesitinin performansı, doğrudan türbin verimi ile ilişkilidir. Hidrodinamik kaldırma kuvveti türbinden elde edilecek gücün maksimize edilebilmesi için mümkün olan en büyük değerinde olmalı, sürüklenme (direnç) kuvveti ise tam tersine en düşük değerinde olmalıdır. Buna bağlı olarak, profil kesiti seçiminde kaldırma katsayısının sürüklenme katsayısına oranı C_L/C_D büyük seçilmelidir. Bu çalışmada özellikle türbin çapı, kanat sayısı ve bunların genel anlamda tasarım gereksinimleri kapsamında değerlendirilerek belirlenmesi için ampirik bir yaklaşımla hatve (β) ve kiriş boyu (c) değerlerinin tanımlanmasına ihtiyaç duyulmuştur. Bunun için Shmitz yöntemi kullanılmıştır [24].

3. Türbin Genel Özelliklerinin Belirlenmesi

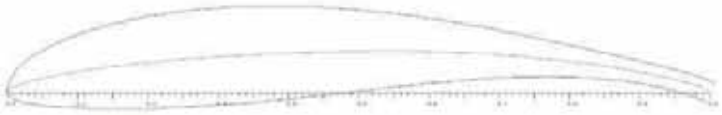
Tekneye ait yatay eksenli sualtı akıntı türbini için tasarım kriterleri şu şekildedir: 1-) Teknede biri iskele diğeri sancak tarafta konumlanacak şekilde iki adet yatay eksenli türbin bulunacaktır.2-)Tasarlanacak türbinlerin boyutu (çap, boy, vb.) tasarımcı tarafından belirlenecek olup, genel anlamda türbin çapının 700 mm'nin altında olması görsel açıdan gerekli görülmektedir.3-) Türbinlerin tekne üzerindeki boyuna ve enine konumu, tekne içi yerleşim, su altındaki akışta türbinlerin diğer takıntılar ile etkileşimi (sevk sistemi, salma vb.) dikkate alınarak belirlenecektir.4-) Türbinlerin çalışması sırasında (yelken seyri esnasında) meydana getirdikleri sürtünme ve itme kaynaklı ek direnç değerleri, tekne direnç değerinin %25'ini geçmeyecektir. 5-) Tasarım noktası 3.1 m/s (6 knot) olarak kabul

edilecektir. Tekne hızı ise en fazla 5,1 m/sn (10 knot) kabul edilecektir. 6-) Türbin, kullanılmadığında en az takıntı direnci oluşturacak şekilde tasarlanacaktır. Tasarım noktasında iki adet türbin için toplam takıntı direnci motor seyrinde tekne direncinin % 5'ni geçmeyecektir. 7-) Türbin tasarım noktasında (3.1 m/s) en az 850 W elektrik üretecek şekilde tasarlanacaktır. 8-) Türbin en fazla 2.5 m/s (4.8 knot) tekne hızında elektrik üretmeye başlamalıdır. Bu hızda üretilen elektrik 300 W altında olmayacaktır. 9-)1 adet türbin ağırlığı (Alternatörleri dâhil ana güç yönetim sistemine bağlantı noktasına kadar) 35 kg değerini aşmayacaktır. 10-) Türbin tasarımında deniz suyuna dayanıklı malzemeler kullanılacaktır. 11-) Türbin, tekneye montajında su sızdırmazlığını sağlayacak şekilde tasarlanacaktır.

3.1 Kanat kesit profilinin belirlenmesi

Modelde, kesit profili belirlenirken rüzgâr türbinlerinde kullanılan düşük Reynolds (Re) sayılı 5 adet profilden faydalanılmıştır (Sale [20]).

Ele alınan profillerin maksimum C_L/C_D oranları hesaplanmış ve en yüksek orana sahip olan FX63-137 kesiti seçilmiştir. İmalat durumu göz önüne alınarak bu profilin çıkış kenarında revizyon yapılmış ve devam eden hesaplamalarda revize edilmiş profil özellikleri kullanılmıştır (Şekil 2).



Şekil 2. FX63-137 (çıkış ucu modifiye edilmiş)

3.2 Uç hız oranı (TSR) ve kanat sayısının belirlenmesi

TSR, türbin tasarımında sıkça faydalanılarak en verimli çalışma noktalarının bulunmasında ve gösterilmesinde kullanılmaktadır. Türbin tekne altında, teknenin yelken seyri sırasında gövdesi üstünde oluşan su akımını enerjiye çevirmeyi hedeflemektedir. Bunu başarırken tekne üzerinde bir takıntı geometrisi gibi davranarak fazladan bir direnç oluşturacaktır. Bu direnç ise teknenin hızını düşürecektir. Bu kaçınılmaz bir durumdur. Ele alınacak problem bunu en aza indirgeyerek en verimli sistemi geliştirebilmektir. Tekne üzerindeki bu takıntı direncini, türbin üzerinde oluşan iki farklı hidrodinamik kuvvet meydana getirir. Bu kuvvetlerden birincisi, türbin geometrisinin üzerindeki akış nedeni ile meydana gelen viskoz direnç bileşenleridir. Diğeri ise türbinin kanatları üzerinde oluşan dönme kaynaklı itmenin, teknenin hareket yönünün tersine oluşu ve tekneyi durdurmaya çalışmasıdır. Bu itme, türbinin devir sayısının artışı oranında artmaktadır. Bu nedenle çalışmada düşük TSR değerinin seçilmesi daha uygun görülmüştür. Bu amaç doğrultusunda üretilmiş mevcut sualtı akıntı türbinleri örnekleri incelenmiş ve Tablo 1'de verilmiştir. Bu tablodaki değerler incelendiğinde çap/devir oranının hemen hemen sabit olduğu görülmektedir. Bu sabit oran kullanılarak, türbin çapına göre olası devirler belirlenerek TSR öngörülebilir. Başlangıç aşamasında değerlendirilmek üzere 0.3 - 0.7 m arasında 5 adet türbin çapı için ön hesaplar yapılmıştır. Bu nedenle bu çaplar için Tablo 1'de verilen 3 m/s çalışma koşulundaki

çap/devir oranı ve nominal devir sayısı kullanılarak, 3.1 m/s tasarım hızı için türbin devirleri ve bu devirlere karşılık TSR'ler hesaplanmıştır. 5 adet türbin çapı için de TSR'nin yaklaşık 3.4 olduğu görülmüş ve ön tasarım hesaplamalarda bu değer kullanılmıştır. Kanat sayısı ise genellikle konu ile ilgili çalışmalardan TSR değerine göre belirlenmektedir. Mevcut çalışmada elde edilen TSR değerine göre kanat sayısı 3 olarak alınmıştır.

Tablo 1. Örnek akıntı türbinlerine ait karakteristik değerler

Akış hızı (m/s)	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00	4.50
Türbin çapı (m)	6.30	5.10	4.40	3.80	3.40	3.10
Türbin alanı (m^2)	31.20	20.40	15.00	11.50	9.30	7.70
Nominal güç (kW)	42	55	66	78	88	98
Nominal devir (rpm)	32.20	39.00	46.00	52.00	58.00	64.00
TSR	**5.31**	**4.17**	**3.53**	**2.96**	**2.58**	**2.31**
Çap/TSR	10.62	10.41	10.60	10.35	10.33	10.39

3.3 Türbin çapının belirlenmesi

Türbin çapı belirlenirken, 0.3 - 0.7 m arasında 5 adet türbin çapı için performans değerleri hesaplanmış ve Tablo 2'de sunulmuştur. Tasarım gereksinimleri dikkate alındığında 0.6 ve 0.7 m çapındaki türbin alternatiflerinin oluşturdukları itmenin türbin için izin verilen itme değerini aştığı, 0.3 m ve 0.4 m çapındaki alternatiflerin ise potansiyel güç üretiminde istenilen gücü sağlamadığı görülmektedir. 0.5 m çapındaki türbin ise potansiyel olarak ürettiği güç olan 1357 W değerinin dâhilinde, kayıpların olmadığı dikkate alınarak uygun olduğu değerlendirilmiştir.

Tablo 2. Çapı 0.3 m ile 0.7 m arasındaki türbin tasarımları için performans değerlendirmesi

TÜRBİN ÇAPI (M)	AKIŞ HIZI (M/S)	TSR	NOMİNAL DEVİR (RPM)	GÜÇ P(W)	İTME F (N)	TORK T(NM)
0.3	3.1	3.4	675	485.5	282.7	6.91
0.4	3.1	3.4	506	865.5	501.5	16.45
0.5	3.1	3.4	405	1357	782.5	32.2
0.6	3.1	3.4	338	1957.5	1126	55.7
0.7	3.1	3.4	290	2668	1530	88.7

4. Detay Tasarım

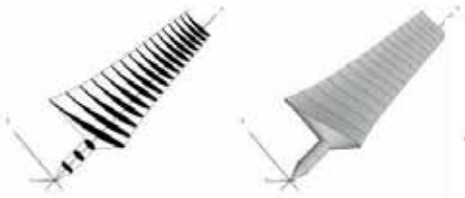
4.1 Türbin kanat geometrisinin optimizasyonu

Burada, çok amaçlı genetik algoritma ve Momentum Kanat Elemanı Yöntemi (Momentum Blade Element Method :MBEM)'ni birleştirerek yatay eksenli rüzgar/akıntı türbinlerinin optimizasyonunu gerçekleştirebilen ve Sale [20,21] tarafından geliştirilen HARB_OPT (Horizontal Axis Rotor Performance Optimization) açık kaynak kodu kullanılmıştır. HARP_Opt kodu, performans çözümlerini Momentum Kanat Elemanı teorisini kullanarak gerçekleştirmekte, çoklu tasarım kriterlerine göre optimizasyonun gerçekleştirilmesinde ise

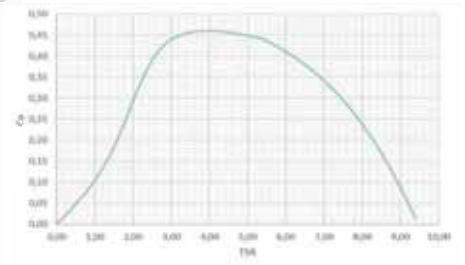
MATLAB genetik algoritma çözücüsünü kullanmaktadır. Bu kod yardımıyla, tasarım noktalarındaki TSR'yi sağlayacak şekilde türbin kanat geometrisi kesitlerinin hatveleri ve kiriş dağılımlarının optimizasyonu sağlanmıştır. Daha sonra ortaya çıkan sonuçlar ile geometrik modelleme Q-Blade kodu yardımıyla yapılmıştır. Q-Blade, rüzgâr türbinlerinin tasarım ve performans hesaplarının yapılabilmesi için geliştirilmiş ve geliştirilmekte olan bir koddur. Bu aşamada, tasarım gereksinimlerine göre kanat hatvesi (tüm kanadın, kanat eksenine göre dönüklüğü) değerlendirilmiş ve geometrik tasarım sonlandırılmıştır. Buna bağlı olarak nihai durumdaki performans göstergeleri hesaplanmıştır. HARB_OPT 'de optimizasyon için gerekli olan genel giriş verileri Tablo 3'te verilmiştir. HARB_OPT 'da optimizasyon yapılırken geometrik olarak sınırlar tanımlanabilmektedir. Bu çalışmada, sadece kiriş boyları için en düşük değer sınırlandırılmıştır. Bunun nedeni kanatların üretilebilirliğinin sağlanmasıdır. Seçilen kesit profilinde kalınlıklar kiriş boyuna göre değişmekte ve kesitin en ince bölgesi çıkış kenarı olmaktadır. Buna bağlı olarak yapılan hesaplamada çıkış kenarındaki kalınlık, kiriş boyu 37 mm olduğunda 1 mm olmaktadır. Elde edilen geometri, Q-Blade kodu kullanılarak modellenmiş ve tek kanat halinde Şekil 3'te gösterilmiştir. HARB_OPT 'da yapılan optimizasyon sonucunda, TSR 3.88, buna karşılık gelen güç katsayısı Cp ise 0.46 olarak bulunmuştur. Q-Blade kodunda elde edilen geometrinin Cp – TSR grafiği Şekil 4'te gösterilmiştir. Optimizasyon sonucuna göre tasarım noktası olan 3,1 m/s akış hızında teorik olarak türbin devir sayısı (rpm) , Cp, itme (N) , tork (Nm) ve elde edilecek teorik güç P (W) Tablo 4'te gösterilmiştir. Sonuç olarak tasarlanan türbin, tasarım hızında güç gereksinimini karşılamasına rağmen oluşturduğu itme beklentinin üzerindedir. Aynı zamanda ön tasarımda belirlenen TSR'nin üzerinde bir sonuç elde edilmiştir.

Tablo 3. HARB_OPT yazılımı optimizasyon değişkenleri ve yapılan seçimler

OPTİMİZASYON DEĞİŞKENLERİ	**SEÇİMLER**
TÜRBİN HIZ KONTROL YÖNTEMİ	DEĞİŞKEN HIZLI
TÜRBİN HATVE KONTROL YÖNTEMİ	SABİT HATVELİ
KANAT SAYISI	3
MAKSİMUM DEVİR SAYISI	850 [rpm]
BEKLENEN TEORİK GÜÇ	6000 [w]
KANAT ELEMANI SAYISI	30
MİN. AKIŞ HIZI	0.5 (m/s)
MAX.AKIŞ HIZI	5.1 (m/s)
KANAT KESİT PROFİLİ	FX63-137(REVİZE)
MİN.KİRİŞUZUNLUĞU (KANAT UCUNDA)	37 mm



Şekil 3. Optimizasyon sonrası elde edilen geometri (Tek kanat)



Şekil 4. Elde edilen geometriye ait hesaplanan CP-TSR eğrisi)

Tablo 4. Optimize edilmiş türbin kanatı için MBEM ile hesaplanan performans sonuçları

AKIŞ HIZI [M/S]	TÜRBİN DEVRİ [RPM]	CC_{PP} [-]	TSR [-]	TORK [NM]	İTME [N]	TEORİK GÜÇ [W]
3.1	460	0.461	3.88	28.72	827	1383.5

4.2 Mekanik tasarım

Ön tasarım ve detay tasarım aşamalarında türbin kanatlarının tek başına hidrodinamik tasarımları yapılmış, performansı pervane tasarımındaki gibi açık su performans hesapları şeklinde oluşturulmuş ve bu hesaplar ön tasarımda kullanılan MBEM yöntemi yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Gerçekte türbin, bir pod önünde çalışacaktır ve türbinlerin kanat ucu ile tekne arasında belirli bir mesafesi olacaktır. Diğer taraftan ön tasarım hesaplarında kullanılan MBEM yönteminde özellikle düşük hız ve kanat devirlerinde, viskoz etkiler ile türbin-pod ve türbin-tekne geometrisi etkileşimi hesaplara dâhil değildir. Bu etkilerin de dikkate alınması ve hesapların daha az hata ile sonuç verecek bir hesaplama yöntemi ile detaylandırılması önemlidir. Fakat bu çalışmaların yapılabilmesi için ön tasarım ile belirlenen türbin kanatlarına ait geometrilerin dışında göbek ve pod geometrileri, türbin ile tekne arasındaki bağlantı detayları ve türbinin tekne geometrisine göre konumunun belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaç doğrultusunda, söz konusu detaylar belirlenerek türbin sistemini oluşturan ve türbin üzerindeki akıştan etkilenen bileşenlerin tasarımları CFD analizleri için genel anlamda ortaya konulmuştur. Mekanik tasarım için, ticari bir yazılım olan Solidworks [22] programından yararlanılmıştır. Türbinler, teknenin yelken seyri sırasında kullanılacak olup, motor seyrinde kullanılması verim açısından uygun değildir. Fakat türbinler kullanılmasa dahi yelken seyri sırasındaki pozisyon ve geometrisi aynı bırakılırsa, sevk verimini olumsuz etkileyecektir. Bu nedenle türbinlerin kanatlarının kapanabilir yapılması ve motor seyri sırasında üzerindeki akış kaynaklı dirençleri en aza indirebilmek için pozisyonlarını değiştirmeleri gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu kapsamda türbin iki farklı pozisyon alacak şekilde tasarlanmıştır. Bunlardan birincisi kanatların açık olduğu ve türbinin çalıştığı pozisyon (Pozisyon 1), ikincisi ise kanatların akış karşısındaki

yüzey alanını küçültmek için podun 180 derecelik dönme hareketi yaptığı ve kanatların kapandığı pozisyondur (Pozisyon 2).Türbine ait kanatlar ile göbeğin montajlanmış halinin tam açık çalışma pozisyonu Şekil 5'te tam kapalı pozisyonu ise Şekil 6'da gösterilmiştir. Kanatların açılır kapanır şekilde olduğu söz konusu bu sistem, günümüzde yelkenli teknelerin sevkinde sıklıkla kullanılmaktadır. Bu tip sevk sistemleri için [23] numaralı kaynağa bakılabilir. Pod bileşeninin geometrisinin tasarımında, dümen tasarımlarında sıklıkla kullanılan "damla" formunda kesitlerin tercih edilmesi düşünülmüş ancak sistemin 180 derece dönebilir olması, kesitin hem giriş hem de çıkış kenarlarının akış karşısında çalışacağı değerlendirilerek simetrik bir kesit seçilmiştir. Bu kesitin boyutları belirlenirken kesit merkezinde bulunacak dikey mil ve bu milin ihtiyaç duyacağı çap dikkate alınmıştır. Pod ve göbek kısmınına ait mekanik tasarım bileşenleri için Alvar [24] referansına bakılabilir.

Şekil 5. Göbek ve kanatların birleştirilmiş hali Pozisyon-1 (tam açık)

Şekil 6. Göbek ve kanatların birleştirilmiş hali Pozisyon-2 (tam kapalı)

Hidrodinamik açıdan bakıldığında, türbin kanatlarının üzerine gelen düzenli (uniform) ve mümkün mertebe tekne hızına eşdeğer bir hız, ideal performansı sağlayacaktır. Bu nedenle türbinin ideal konumu, tekne baş tarafında doğru akışı en düzgün alabileceği konumdur. Türbin sisteminde tekne içinde kalan bileşenler; pozisyon kontrolü, elektrik bağlantıları ve tekne montaj bağlantılarıdır. Böyle bir sistemin ulaşılabilir olması, elektrik bağlantılarına yakın olması ve kullanıcının dinlenmesi için ayrılmış kamara alanlarına mümkün olabildiğince uzak olması gerekmektedir. Bu nedenle tekne içinde bu gereksinimleri sağlayacak bir konum belirlenmiştir. Diğer taraftan teknede yer alan salma, makine dairesi olarak adlandırılan bölüm içinde yer almaktadır. Ancak salmanın, teknenin yelken seyri sırasında açılı (leeway) akışlarda türbinlerden birine gelen akışı kesme riski taşımaktadır. Bu nedenle türbinler, salmanın ön kısmında yer alacak şekilde bir konumlandırma yapılmıştır. Türbinlerin birbirlerine olan etkileşimlerinin en aza indirilmesi için aralarındaki mesafe büyük tutulmaya çalışılmış fakat tekne formunun güverteye doğru dik açılara ulaşması, salma takviyelerinin konumları ve teknenin tam genişliğinden dışarıya çıkma yaparak, potansiyel halat dolanmaları, çarpma vb. problemlere neden olmaması için bu kısıtlar çerçevesinde enine bakışta aralarındaki mesafe belirlenmiştir. Diğer taraftan, türbin sisteminin, 180 derecelik pozisyon alması sırasında salma ile çarpışmaması dikkate alınan diğer bir kısıt olmuştur. Son olarak türbin kanatları ile tekne arasındaki mesafenin, en az

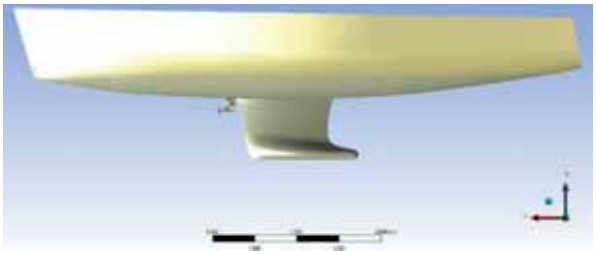
çapın %15'i kadar olmasına karar verilmiştir. Bu mesafenin artmasının sistemin takıntı direncini arttırma potansiyeli ve potansiyel halat vb. şeylerin türbine dolanma riskini arttıracağı dikkate alınmıştır. Sualtı türbin sisteminde kanatlar üzerindeki akışın meydana getirdiği dönme hareketini elektrik enerjisine en önemli bileşen alternatördür. Mevcut sistemde sabit mıknatıslı PMG (Permanent Magnet Generator) tipinde alternatör kullanılmıştır. Bu tip alternatörler özellikle devir sayısının sabit tutulmasının mümkün olmadığı yerlerde bataryaların şarj edilerek enerjinin depolanması için kullanılmaktadır. Bu tip alternatörlerin yüksek verim, yüksek güç, düşük atalet ve yapısal anlamda basit oluşları en büyük avantajlarıdır. Burada kullanılan alternatör 180 derecelik harekette sistemle beraber dönecek şekilde tasarlanmıştır. Verilen bilgiler ve kısıtlar çerçevesinde sistem tekne üzerinde konumlandırılmış ve CFD analizleri bu geometri üzerinden gerçekleştirilmiştir. Böylelikle yapılan analizlerin gerçeğe en yakın sonuçları vermesi hedeflenmiştir. Ön tasarımı tamamlanmış türbin geometrisinin CFD analizleri ile performans bakımından incelenmesi ve detay tasarımı için ANSYS [25] yazılımı kullanılmıştır.

4.3 CFD analizi

Türbin geometrisi, hidrodinamik akış ve direnç karakteristikleri açısından hesaplamalı akışkanlar dinamiği tekniklerinden sonlu hacimler yöntemi kullanılarak analiz edilmiştir. Türbinin kanatlarına belirli devir sayılarında dönme hareketi tanımlanmış ve kanatlar üzerindeki itme ve tork değerleri ile birlikte sistemin akışa maruz kalan tüm bileşenleri üzerindeki dirençler hesaplanmıştır. Ön tasarımda MBEM yöntemi ile yapılan tek kanat tasarımı ve performans öngörülerinin karşılaştırmasının yapılabilmesi için hesaplamalar hem sadece kanatları içerecek hem de tekne dâhil tüm sistemi içerecek şekilde gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte yelkenli teknenin rüzgâr seyrinde tekne boyuna eksenine göre ortalama 5 derecelik bir leeway açısı ile seyretme potansiyeli göz önüne alınarak düz akış ile 5 derecelik akış açısı için hesaplamalar yapılmış ve tüm sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

4.3.1 Hesaplama geometrisi ve akış hacminin oluşturulması

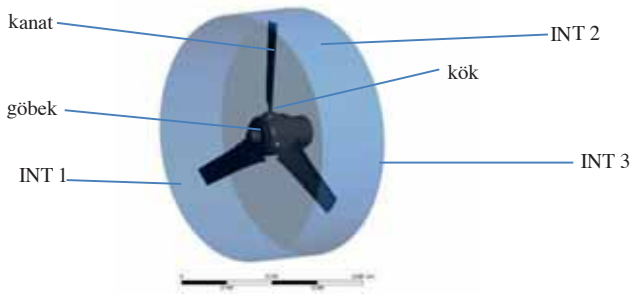
Türbin kanatlarının tasarımını takiben Ansys Design Modeller kullanılarak akış hacmi oluşturulmuştur. MBEM yöntemi ile yapılan hesaplamaların karşılaştırılması ve tüm sistem bileşenlerinin tekne ile beraber çözülerek nihai performans ve direnç değerlerinin hesaplanması için iki ayrı geometri üzerinde akış hacmi çalışması yapılmıştır. CFD analizlerinde kullanılan sisteme ait geometri Şekil 7'de gösterilmiştir.



Şekil 7. CFD analizlerinde kullanılan tekne, türbin ve salma geometrilerinin yandan görünümü

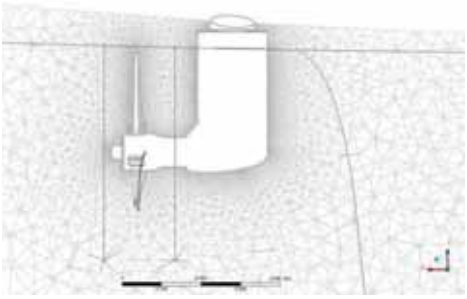
4.3.2 Çözüm ağı yapısının oluşturulması ve sınır şartlarının belirlenmesi

Tek bir türbin kanadı analizi için: Göbek geometrisi çıkış yüzeyine kadar uzatılmıştır. Kanat üzerindeki eleman boyutu 0.5 mm dir. Göbek üzerinde eleman boyutları, 2 mm ye kadar büyütülmüştür. Kanadın iz bölgesinde eleman boyutları 10 mm alınmıştır. 15 adet sınır tabaka elemanı oluşturulmuştur. Kanat çıkışındaki akım hatlarının ayrıntılı incelenebilmesi için, kanattan sonra 2000 mm olacak şekilde sıklaştırma bölgesi oluşturulmuştur. Çözüm hacmi içerisindeki en büyük eleman boyutu 50 mm olacak şekilde belirlenmiştir. Tek bir türbin kanadı için türbin hacmi içerisinde oluşturulan sınır koşulları Şekil 8'de verilmiştir.

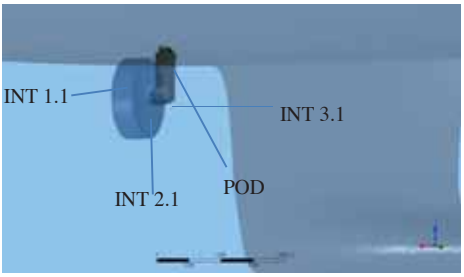


Şekil 8. Tek bir türbin kanadı için türbin hacmi içerisinde oluşturulan sınır koşulları

Tüm sistem analizi için: Kanat ucunda, kanadın giriş ve çıkış kenarlarında eleman boyutları 0,5 mm dir. Kanat ve göbek üzerindeki en büyük eleman boyutu ise 3 m'dir. Pod üzerindeki en büyük eleman boyutu da 3 mm olarak belirlenmiştir. Tekne gövdesi üzerinde ise eleman boyutları yüzey eğimine göre belirlenmiş olup en büyük eleman boyutu 500 mm dir. Çözüm sırasında tekne, akışı yönlendirmek için kullanılmıştır. Bu nedenle tekne üzerinde sınır tabaka elemanları oluşturulmamıştır. Türbin podu, kanatları ve göbeği üzerinde ise 10 sıra sınır tabaka elemanı oluşturulmuştur. Türbin podunun arkasına 1500 mm'lik iz bölgesi tanımlanmıştır. Bu bölgedeki eleman boyutları 10 mm dir. Çözüm hacmi içerisindeki en büyük eleman boyutu ise 500 mm olarak belirlenmiştir. Tüm sistemin CFD analizleri için oluşturulan çözüm ağı yapısı Şekil 9' da, türbin hacmi içerisinde oluşturulan sınır koşulları ise Şekil 10'de verilmiştir.

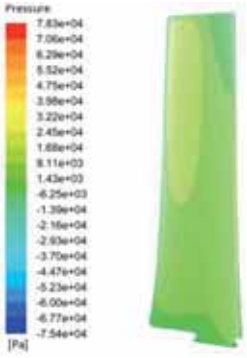


Şekil 9. Tüm sistemin CFD analizleri için türbin bölgesinde oluşturulan çözüm ağı yapısı

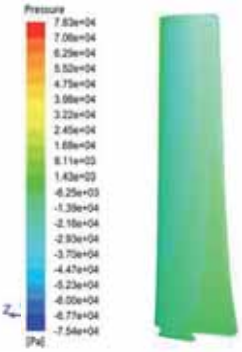


Şekil 10. Tüm sistemin CFD analizleri için türbin hacmi içerisinde oluşturulan sınır koşulları

İlk olarak, değişik akış hızları ve türbin devir sayılarında, tek bir türbin kanadı ve tüm sistem için analizler gerçekleştirilmiştir. Kanadın yüz taraftaki (face side) ve sırt taraftaki (back side) basınç dağılımları elde edilmiştir. Şekil 11'de, sadece 3.1 m/s akış hızı ve 340 d/d türbin devrinde tek bir kanadın yüz (a) ve sırt (b) tarafında oluşan basınç dağılımları gösterilmiştir.

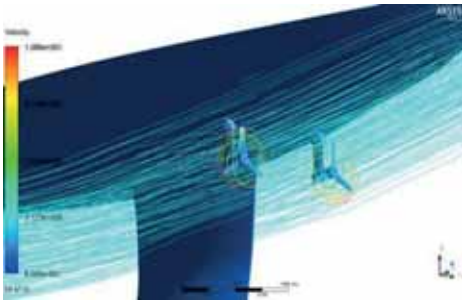


Şekil 11(a). Tek bir kanadın yüz tarafındaki basınç dağılımları (3.1 m/s, 340 rpm)

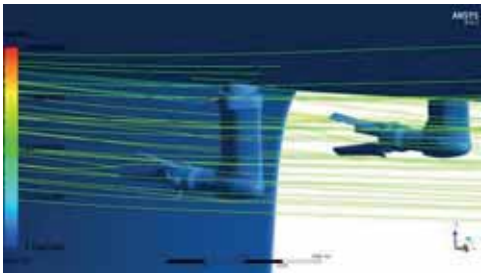


Şekil 11(b). Tek bir kanadın sırt tarafındaki basınç dağılımları (3.1 m/s, 340 rpm)

Şekil 12. Tüm sistem analizleri için türbin kapalı konumda basınç dağılımı izometrik görünümü (3.1 m/s)



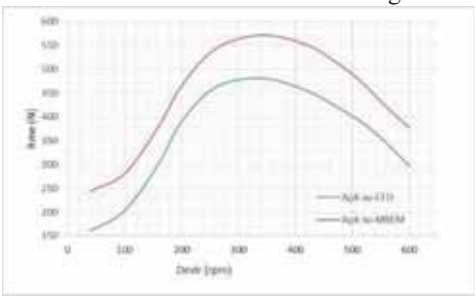
Şekil 14. Tüm sistem analizleri için türbin çalışır konumda akım hatlarının izometrik görünümü (3.1 m/s)



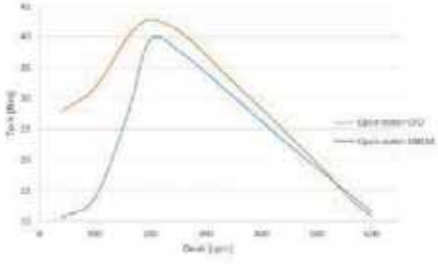
Şekil 13. Tüm sistem analizleri için türbin kapalı konumda akım hatlarının izometrik görünümü (3.1

Türbin kanatlarının kapalı konumundaki analizler (Şekil 12 ve Şekil 14), pod kısmında ve merkez mil hattında oluşan basınç düşüşünün, hidrodinamik tasarım iyileştirilmesinin kapalı konum direnç değerlerini azaltabileceğini göstermiştir. Fakat bu bölgedeki geometrik genişlemenin, türbin dikey mili, pod içindeki mil yatağı ve pod cidar kalınlığının etkisi altında daha fazla düşürülemeyeceği değerlendirilmiştir. Şekil 13'de gösterilen analiz tekne ile beraber her iki türbinin konumlarında 3.1 m/s akış hızındaki hesaplamaları içermektedir.

Ön tasarımda kullanılan MBEM yöntemi ile CFD yöntemine ait sonuçların karşılaştırılması için açık su koşulunda ve sadece türbin için analizler gerçekleştirilmiş, elde edilen sonuçlar Şekil 15 ve Şekil 16'da gösterilmiştir. MBEM yöntemi, iki boyutlu akış içinde kesit sürüklenme ve kaldırma katsayılarını kullanmakta, sınır tabaka civarında viskoz etkiler ve üç boyutlu akışın dinamiği ihmal edilmektedir. Bu durumun etkileri özellikle kesite ait düşük bileşke hızlarında, yani düşük kanat devir sayılarında farkın yüksek olması şeklinde görülmektedir. Diğer taraftan, viskoz etkilerin sonuç üzerindeki etkilerinin azaldığı ve daha çok kesit geometrisinin hidrodinamik tasarımının etkisinin arttığı kesite ait yüksek bileşke hızlarında hata oranının düştüğü görülmektedir. Bu durum, MBEM yöntemi ile benzer sistemlerin tasarımında kullanılırken göz önünde tutulmalıdır.

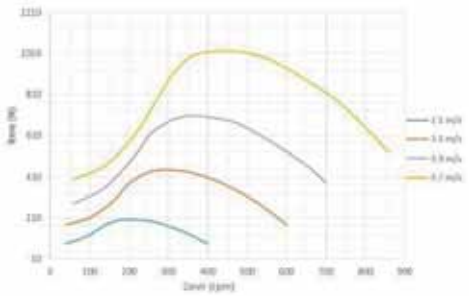


Şekil 15. Açıksu koşulunda CFD ve MBEM'den elde edilen sonuçların itme yönünden karşılaştırılması

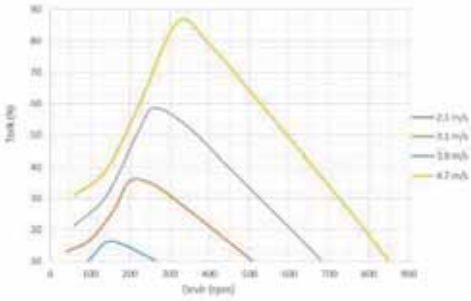


Şekil 16. Açıksu koşulunda CFD ve MBEM'den elde edilen sonuçların tork yönünden karşılaştırılması

Farklı akış hızları için tüm sistemin CFD sonuçlarının itme yönünden karşılaştırılması Şekil 17'de tork yönünden karşılaştırılması Şekil 18'de verilmiştir.

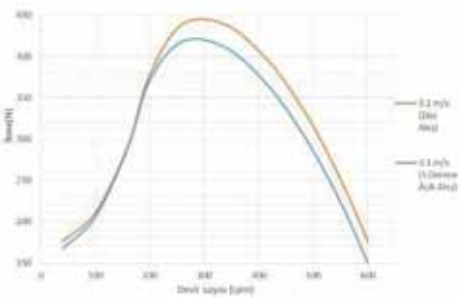


Şekil 17. Farklı akış hızlarında tüm sistemin CFD sonuçlarının itme yönünden karşılaştırılması

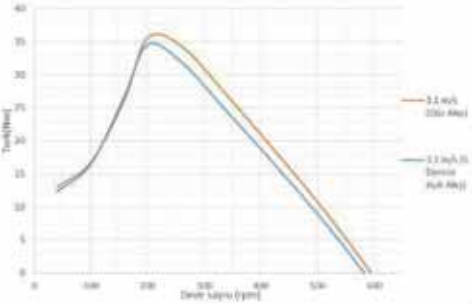


Şekil 18. Farklı akış hızlarında tüm sistemin CFD sonuçlarının tork yönünden karşılaştırılması

Yelkenli bir tekne; rüzgâr yönü, teknenin gitmek istediği rota, yelkene verilen açı vb. nedenler ile çoğu zaman düz rotada ilerlemez. Düz doğrultu ile ilerleme doğrultusu arasındaki açıya "leeway açısı" denir. Teknenin 5 derecelik bir leeway açısı ile ilerlemesi durumunun, türbin performansı üzerindeki etkisini görmek için tüm sistemin CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, Şekil 19 ve Şekil 20'de düz akış koşulundaki değerler ile karşılaştırılmıştır.



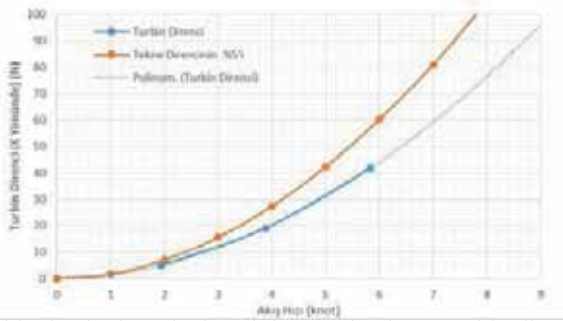
Şekil 19. Düz ve açılı akış etkisinde tüm sistemin CFD sonuçlarının itme yönünden karşılaştırılması



Şekil 20. Düz ve açılı akış etkisindeki tüm sistemin CFD sonuçlarının tork yönünden karşılaştırılması

Teknenin motor seyri esnasında, türbinlerin tekne direnci üzerindeki etkisini incelemek için, türbin kanatları kapalı durumda ve 180 derece pozisyon değiştirmiş hali ile (Pozisyon 2) CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerde farklı akış hızlarına karşılık gelen direnç değerleri Şekil 21'de gösterilmiştir. Bu grafik üzerinde uygun bir eğri uydurularak, yüksek

hızlar için ek türbin direnç değerleri tahmin edilmiştir. Diğer taraftan, tasarım gereksinimlerine göre motor seyri sırasında bir adet türbin toplam direncinin tekne direncinin %5'i değerini geçmemesi gerekmektedir. Şekil 21'de verilen grafikte tekne direncinin %5'i gösterilmiş ve tasarım kriterinin sağlandığı görülmüştür.



Şekil 21. Farklı akış hızlarında, kapalı konumda oluşan türbin direnç değerleri

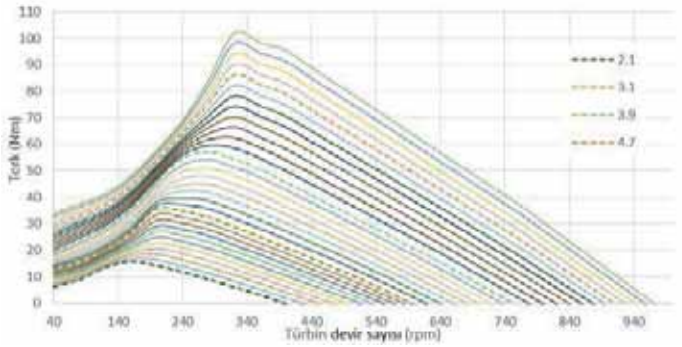
CFD analizlerinden sonra daha önce belirtilen alternatör tipinin performansının mevcut sisteme uygunluğunun değerlendirilmesi için dünya genelinde uzun süredir üretim yapan marka olmuş firmalar arasından dört farklı alternatörün bilgileri (Tablo 5) kullanılarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

Tablo 5. Alternatör bilgileri

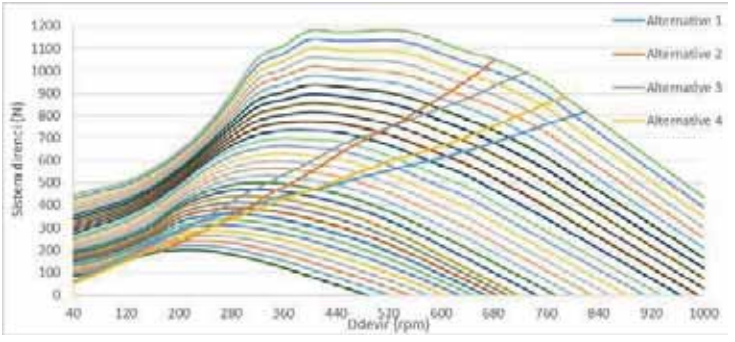
ALTERNATOR	MAX.DEV. [RPM]	MAX. TORK [NM]	AĞIRLIK [KG]	MAX. GÜÇ [W]	VERİM [-]
ALTERNATİF 1	1500	15.6	14	2400	%95
ALTERNATİF 2	600	55	19.7	2850	%87
ALTERNATİF 3	1200	25.8	21	3000	%91
ALTERNATİF 4	1500	31.5	13	3775	%83

Alternatörlerin nominal olarak farklı devir ve tork değerlerinde çalıştıkları (Tablo 5)'den görülmektedir. Diğer taraftan, bu alternatörleri çalıştıracak tek bir türbin tasarımı vardır. Kritik nokta, türbin üzerindeki gücün hep aynı olmasına karşın en uygun devirlerde ve bu devirlere karşı gelen ve türbinin sağlayabildiği tork değerlerine en uygun alternatör ile çalışmaktır. Bunun için türbin devir sayısı, uygun devir düşürme ya da yükseltme oranı ile alternatöre göre belirlenmelidir. Alternatörler için mevcut olan bilgi, üreticilerin temin ettiği güç-devir ve tork-devir eğrileridir. Bu eğriler, türbin performans eğrileri ile üst üste getirilerek değerlendirilmeli, devir sayısı yükseltme ya da düşürme oranına karar verilmeli ve nihai oran üzerinden alternatörün tork eğrisinin farklı devir sayılarında türbin tork eğrileri ile kesiştiği noktalardan sistem çalışma devir sayıları belirlenerek, alternatörün güç-devir eğrisi üzerinden elde edilecek güç çıkarılmalıdır. Bunun için türbin performans karakterini yansıtan tork-devir eğrileri kullanılmıştır. CFD analizleri ile elde edilen eğriler, interpolasyon ve extrapolasyon yöntemleri ile 2.1 m/s ile 5.1 m/s akış hızları için 0.1 m/s aralıklar ile çıkarılarak değerlendirilmiştir (Şekil 22). Bu eğriler elde edilirken, transmisyon

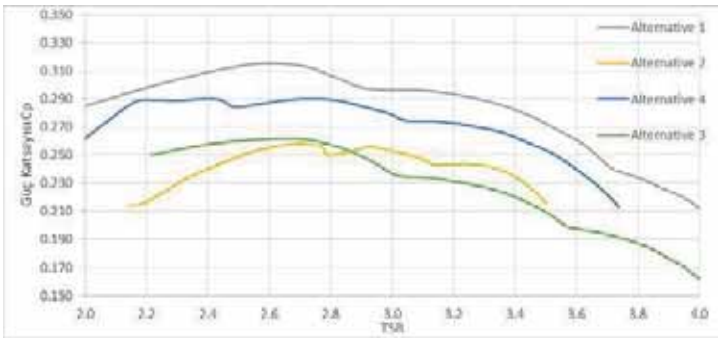
verimi yani gücün türbinden alternatöre aktarılırken mekanik sürtünmeler nedeni ile oluşan kayıplar %5 olarak değerlendirilmiş ve sonuçlara dâhil edilmiştir. Şekil 22'de kesikli çizgi ile gösterilen eğriler CFD sonuçlarına göre elde edilen eğrilerdir. En yüksek tasarım hızı 5.1 m/s alınmıştır. İlk olarak, alternatör firmalarından alınan tork-devir eğrisi Şekil 25'de verilen grafik üzerine konarak, efektif olarak güç üretmeye başlayacağı alt hızdaki devir sayısı ile en yüksek tasarım hızı olan 5.1 m/s hızdaki devir sayısı ve alternatörün bu devir sayılarına karşılık gelen güç değerleri kriter olarak alınarak devir düşürme/yükseltme oranına karar verilmiştir. Tüm alternatörlerin türbin eğrilerini kestiği noktalardaki devir sayıları grafik üzerinden okunarak çıkarılmış ve bu devir sayılarına karşılık gelen güçler elde edilerek değerlendirilmiştir. Devir düşürme oranı daha fazla yükseltilerek en yüksek hızda elde edilecek güç arttırılabilir. Fakat oran arttıkça devir sayısının yükselmesi, tork değerini ters orantı ile düşürdüğünden alternatör artık 2.5 m/s akış hızının üzerinde güç üretmeye başlayacaktır. Bu durum da tasarım gereksinimlerini sağlayamayacağından, devir oranın belirlenmesinde birinci amaç en fazla 2.5 m/s akış hızında güç üretmektir. İkinci amaç ise 5.1 m/s akış hızında en yüksek gücü üretmektir. Alternatörler için de devir düşürme /yükseltme oranı bu kısıtlar dâhilinde belirlenmiştir. Şekil 23'te, ele alınan dört alternatör için farklı türbin devir sayılarında, her akış hızı için (2.1-5.1 m/s arası) sistemde oluşan direnç değerleri verilmiştir. Şekil 24'te ise kanat uç hız oranı (TSR)'ye göre dört farklı alternatör için alternatör-türbin güç katsayıları değişimi gösterilmiştir.



Şekil 22. CFD sonuçları ve ara hızlar için türetilen tork-türbin devir sayısı grafiği

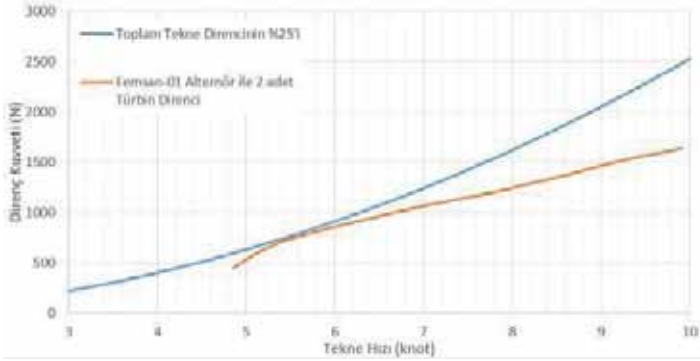


Şekil 23. Alternatör devir sayısına göre her akış hızı için sistemin direnç değerleri



Şekil 24. Kanat uç hız oranı (TSR)' ye göre alternatör-türbin güç katsayıları (C_P)

Sonuç olarak, Şekil 23 incelendiğinde, Alternatif 1'in düşük tork gereksinimi nedeniyle diğerleri ile karşılaştırıldığında daha düşük dirence sahip olduğu görülmektedir. Diğer taraftan, her alternatif için aynı kabul edilen akış hızına bağlı teorik güç ile alternatörden elde edilen gücün oranı ile bulunan güç katsayısı C_P'nin gösterildiği Şekil 24 incelendiğinde, yine en yüksek verimi, bu modelin sağladığı görülmektedir. Tablo 5'e göre en düşük ağırlığa sahip olan yine bu modeldir. Alternatif 3'ün ağırlığı en düşük gözükse de bu seçeneğin rotor mili olmadan üretildiği bilinmektedir. Bu nedenle rotor mili ağırlığının da eklendiği düşünüldüğünde, Alternatif 3'ün ağırlığı Alternatif 1'i geçmektedir. Bununla birlikte tüm alternatiflerin güç üretmeye başlama hız gereksinimi olan 2.5 m/s'de, 300 W gücü geçtiği görülmektedir. Bu nedenlerden dolayı alternatör seçimi Alternatif 1 (FEMSAN-01) olarak yapılmıştır.



Şekil 25. Yelken seyri sırasında Alternatif 1' e sahip iki adet türbin direnç değerleri ile %25 toplam tekne direncinin karşılaştırılması

Diğer taraftan, seçilen Alternatif 1 için sistemde oluşan direnç kuvveti değerleri, iki adet sualtı türbini için hesaplanmış ve tekne hızına göre verilen limit direnç değerleri karşılaştırılmıştır (Şekil 25). Burada, yelken seyri sırasında türbinlerin çalışırken meydana getirdikleri sürtünme ve itme kaynaklı ek direnç değerlerinin tekne direnç değerinin %25'ni

geçmediği görülmektedir. Alternatör seçimi ile ilgili detaylar Alvar [24] çalışmasında bulunabilir.

5.Sonuçlar

Bu çalışmada, rüzgâr-elektrik hibrit konseptinde, üzerinde herhangi bir fosil yakıt tüketen sistem/cihaz olmadan seyir yapabilecek şekilde tasarlanan bir yelkenli teknenin, yelken seyri sırasında, tekne gövdesi etrafında oluşan akışı elektrik enerjisine çevirerek, teknenin bataryalarını şarj edecek sualtı türbinlerinin mekanik ve hidrodinamik tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çalışma başlangıcında belirlenen tasarım gereksinimleri, çalışmanın seyrine yön vermiş ve her adımda bu gereksinimlerin sağlanmasına çalışılmıştır. Teknede 2 adet türbin bulunmaktadır. Bu gereksinim sağlanırken sistemin teknenin hem yelken seyri sırasında hem de motor seyri sırasında hızını en az etkileyecek şekilde boyutlandırılmasına dikkat edilmiştir.
Sistemde türbin çapı 500 mm olarak belirlenmiştir. Tasarım gereksiniminde türbin çapının 700 mm' yi aşmaması istenmesine ve daha büyük türbin çapında daha yüksek güç elde edilebileceği belirtilmiş olmasına rağmen, sistem üzerindeki direnç kuvvetlerinin çok fazla artması, çapın 500 mm olarak belirlenmesinde etkili olmuştur.
Sistemin tekne üzerindeki konumlandırmasında; tekne iç yerleşimi, salmanın pozisyonu, türbin kanatlarının tekne ile arasındaki mesafe, sistemin tekne dışına açıldığı noktadaki form eğrilikleri ve sistemin 180 derece hareket edebilmesi dikkate alınarak en uygun konuma karar verilmiştir. Sistemin hidrodinamik tasarımında, performans kadar oluşturdukları dirençler de dikkate alınarak sistem için verilen limit eğrinin her akış hızı için altında kalınmıştır.
Tasarım hızı olan 3.1 m/s (6 knot) akış /tekne hızında 850 W'ın üzerinde 891 W'lık güç üretmektedir. Tasarım 2.5 m/s hızda 300 W'ın üzerinde 398 W gücünde elektrik üretebilmektedir. Sistemin toplam ağırlığı 33 kg' dır. Özellikle sistemde alternatör bileşenleri en fazla ağırlık yapmaktadır. Ağırlık için tanımlanan 35 kg'lık limit ağırlığın geçilmemesi için mekanik aksamda, deniz suyuna dayanıklı alüminyum bileşenler ağırlıklı olarak tercih edilmiştir. Diğer taraftan, alternatör seçiminde bu kriter de dikkate alınmış ve alternatör seçeneklerinin sadece performansı değil, ağırlık ve boyut değerleri de dikkate alınmıştır. Sonuç olarak bu çalışmada tasarım gereksinimlerini karşılayan bir sistem ortaya konmuştur. Bu çalışmanın ilerisinde sistemin el ile kontrol edilen 180 derece dönme kabiliyeti, bir servo motor düzeneği ile otomatik hale getirilebilir. Diğer taraftan, mekanik aksamın çalışması, kullanılan malzemelerin dayanıklılığı, performans vb. konular sistemin gerçek ortamda yapılacak testlerinden elde edilecek gözlemler ve tecrübeler ile iyileştirilebilir.
Bu projede güç ve şarj kontrolü yapan elektronik devre hali hazırda REPSAIL projesi güç yönetim sisteminde dâhili olarak kurgulanmış olduğundan, bu çalışmada bu konulara yer verilmemiştir. Bu sistemi tedarik eden proje ortağına (Maritime University of Szczecin) sadece alternatör teknik özellikleri ile güç kontrolünün yapılabilmesi için farklı akış hızlarında alternatör devirleri ve bu devirlerdeki elde edilebilecek güç değerleri verilmiştir. Güç kontrol ünitesi bu bilgileri kullanarak alternatör devrine göre gücü her zaman en yüksek seviyede çekecek şekilde MPPT yöntemi ile çalışan (MPPT-Maximum Power Point Tracking) ve bataryalara şarj için gücü yönlendiren bir devredir. Bu çalışma sonucunda ortaya konan sistem, üzerinde rüzgâr ve/veya güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından

enerji elde edebilen, bu enerjiyi depolayıp gerektiğinde kullanabilen donanıma sahip her yelkenli tekne için, güneş ve rüzgâr teknolojilerine göre daha fazla güç üretebilen, verimli, uzun ömürlü, kullanımı kolay ve yenilikçi bir ürün önermektedir. Tasarlandığı yapı ve güç seviyeleri bakımından dünyada örneği olmamakla beraber, tekneye harici montajlanan ve düşük güçlü uygulamalar mevcuttur. Bu noktada sistemin ticari bir ürüne dönüşmesi mümkün olup, çalışmaya alternatör çıkışında bir şarj kontrolü yapan elektronik devre eklenmesi, toplam ağırlığın düşürülmesi için kompozit malzemelerin kullanılması şeklinde yapılacak faaliyetler ile çalışma geliştirilebilir.

TEŞEKKÜR
Bu çalışma, Milper Pervane Teknolojileri A.Ş. firmasının Uluslararası destek programı ERA-NET TRASPORT kapsamında olan, "Sıfır Emisyonlu Yenilenebilir Enerji Üreten Hibrid Biokompozit Yelkenli Yat Konseptinin Geliştirilmesi" projesi kapsamında desteklenmiştir.

6. Kaynaklar

[1] W.M.J. Batten, A.S. Bahaj, A.F. Molland and J.R. Chaplin, "Hydrodynamics of Marine Current Turbines", Renewable Energy, vol.31,pp.249-256,(2006a).
[2] W.M.J. Batten, A.S. Bahaj, Molland and J.R. Chaplin "Experimentally validated numerical method for the hydrodynamic design of horizontal axis tidal turbines", Ocean Engineering vol. 34 ,pp.1013–1020, (2007).
[3] J.H. Lee, H.D. Kim, S.H. Rhee, I.R. Do, B.C. Shin, and M.C. Kim, "Computational and Experimental Analysis for Horizontal Axis Marine Current Turbine Design", presented at the Second International Symposium on Marine Propulsors smp.'11, Hamburg, Germany, (2011).
[4] A.Mason-Jones , D.M. O'Doherty, C.E. Morris, T. O'Doherty, C.B. Byrne, P.W. Prickett, R.I. Grosvenor, I. Owenb, S. Tedds and R.J. Poole, "Non-Dimensional Scaling Of Tidal Stream Turbines", Energy vol.44, pp. 820-829. (2012).
[5] D. Wang and M. Atlar, "Experimental Investigation on Cavitation Performance, Noise Characteristics and Slipstream Wash of an Ocean Stream Turbine" presented at the World Maritime Technology Conference, IMarEST: London (2006).
[6] E. Fernandez-Rodriguez, T.J. Stallard and P.K. Stansby, "Experimental study of extreme thrust on a tidal stream rotor due to turbulent flow and with opposing waves", Journal of Fluids and Structures, vol. 51, pp.354–361,(2014).
[7] D. Usar and S. Bal, "Cavitation Simulation on Horizontal Axis Marine Current Turbines", Renewable Energy, vol.80, pp.15-25, (2015).
[8] S.A. Kinnas and W. Xu, "Analysis of Tidal Turbines With Various Numerical Methods", presented at the 1th Annual MREC Technical Conference, Fall River, MA (2009).
[9] D. Sale "HARP_Opt: An optimization Code For System Design of Axial Flow Turbines", presented at the Marine and Hydrokinetic Instrumentation, Measurement, & Computer Modeling Workshop, Broomfield, CO, July 9-10 ,(2012).

[10] Drela, M.,"XFOIL: An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils", presented at the Conference on Low Reynolds Number Airfoil Aerodynamics, University of Notre Dame, June, (1989).
[11] D. Marten, G. Pechlivanoglou, C.N. Nayeri, and C.O. Pascherit, "Integration of a WT Blade Design Tool in XFOIL/XFLR5", TU-Berlin HFI/ISTA, Berlin, Germany, https://www.researchgate.net/publication/275638785, (2010).
[12] M.Hansen, J., Sorensen, S. Voutsinas, N. Srensen, H. Madsen, "State of the art in wind turbine aerodynamics and aeroelasticity", Progress in Aerospace Sciences, vol.42, pp.285– 330, (2006).
[13] K.Y., Maalawi and M.T.S. Badawy, "Direct method for evaluating performance of horizontal axis wind turbines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol.5,pp. 175- 190,(2001).
[14] M.O.L. Hansen, "Aerodynamics of Wind Turbines", 2nd edition, Earthscan, London, UK. (2008).
[15] J.F. Manwell, J.G. McGowan, A.L. Rogers, "Wind Energy Explained – Theory, Design and Application", John Wiley and Sons Inc., NY, USA,(2002).
[16] T. Burton, D. Sharpe, N. Jenkins, E. Bossanyi, "Wind Energy Handbook", John Wiley and Sons Inc., NY, USA, (2001).
[17] W.M.J. Batten, A.S. Bahaj, A.F. Molland, J.R. Chaplin "The prediction of Hydrodynamic performance of Marine Current Turbines", Renewable Energy, vol.33, pp.1085-1096,(2008).
[18] J. I. Whelan, J. M. R. Graham and J.Peir, "A free-surface and blockage correction for tidal turbines", Jornal of Fluid Mechanics, vol.624, pp. 281-291,(2009).
[19] S.M.D. Widjanarko, "Steady Blade Element Momentum Code for Wind Turbine Design Validation Tool", Sustainable Energy Technology, Universiteit Twente, Enschede, Netherlands, (2010).
[20] D. Sale, "Hydrodynamic optimization method and design code for stallregulated hydrokinetic turbine rotors" presented at the 28th ASME International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, May31-June 5,(2009).
[21] Sale, D., HARP_Opt: An optimization code for system design of axial flow turbines, Marine and Hydrokinetic Instrumentation, Measurement, & Computer Modeling Workshop Broomfield, CO July 9-10,(2012).
[22] http://www.solidworks.com
[23] http://www.flexofold.com
[24] M. Alvar, "Horizontal Axis Turbine Design For Wind-Electric Hybrit Sailing Boat" MSc Thesis, Yıldız Technical University, Istanbul, 2016 (in Turkish).
[25] http://www.ansys.com

NUMERICAL INVESTIGATION OF SCALE EFFECTS ON MANEUVERING COEFFICIENTS OF DTMB 5415 HULL

Suleyman Duman[1] ve Sakir Bal[2]

ABSTRACT

The main objective of this study is to investigate the effects of ship-model scale ratios on hydrodynamic maneuvering coefficients numerically. URANSE approach has been employed in order to calculate the hydrodynamic forces and moments acting on the well-known naval surface combatant DTMB (David Taylor Model Basin) 5415 hull. Several computational fluid dynamics (CFD) analyses have been carried out using a commercial code Star-CCM+ based on finite volume method (FVM). The flow is considered as 3-D, incompressible, transient and fully turbulent in order to solve RANS equations. Hydrodynamic analyses have been carried out for a fixed Froude number. During the analyses, the free surface effects have been taken into account and the ship is considered as fixed. First, the code has been validated for DTMB 5415 with the benchmark static drift tests carried out on the same model scale that is used in the experimental work. After validation of the method, static drift tests have been simulated for a different model scale. The forces and moments obtained from the numerical analyses have been used to calculate the maneuvering coefficients. The influences of ship-model ratio have been discussed on the results. In addition, wave deformations along the hulls at different static drift conditions have been investigated.

Key Words: Computational fluid dynamics (CFD), oblique towing, static PMM, maneuvering coefficients, scale effects, DTMB 5415, wave deformation.

Nomenclature

Symbol	Description
λ	Scale factor
L_{BP}	Length between perpendiculars
L_{WL}	Length of waterline
B_{WL}	Beam at waterline
B_M	Beam moulded
T_M	Draft moulded
S	Wetted surface area
∇	Displacement volume
C_B	Block coefficient
C_M	Midship coefficient
Fn	Froude number
CFL	Courant number

1 Yildiz Technical University, Faculty of Naval Architecture and Maritime, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Tel: 0212 383 28 48, e-posta: sduman@yildiz.edu.tr

2 Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Tel: 0212 285 64 85, e-posta: sbal@itu.edu.tr

$\overline{\tau}_{ij}$	Mean viscous stress tensor components
$\overline{u}_i$	Average Cartesian components of the velocity vector
$\rho\overline{u}_i\overline{u}_j$	Reynolds stresses
ρ	Fluid density
μ	Dynamic viscosity coefficient
Δt	Physical time step
B	Static drift angle
X', Y'	Non-dimensional maneuvering forces
N'	Non-dimensional yaw moment
u', v'	Non-dimensional surge and sway velocities
S	Variation between solution of two different model scales

1. Introduction

Prediction of ship-maneuvering performance has been a vital subject for decades in the last century. The prediction of ship maneuvering performance in the early design stage has a significant role to get sufficient adequacy of ship's controllability. In order to estimate the ship-maneuvering performance, experimental, numerical and empirical methods have been widely used. The experimental methods are more reliable then the other methods. However, it is expensive and time consuming and there are some restrictions, e.g., limitations for model scales due to the dimensions of facility.

In the past decade, besides the potential flow computations used in ship resistance prediction [1], viscous CFD codes became more reliable and efficient to use on ship maneuvering problems. He et al. have applied CFD techniques to predict the maneuvering performance of MOERI KVLCC2 [2]. Sakamoto et al. have used URANS approach to simulate the static and dynamic maneuverings of the well-known surface combatant DTMB 5415 [3]. The viscous effects on static PMM tests of ships have been studied by using both RANSE and Euler approaches [4]. Simonsen & Stern, Bhushan et al. and Kim et al. have been investigated the static and dynamic maneuvers extensively by using CFD based methods [5-7]. The CFD simulations provide more insights to the entire flow structure around the hull, and the simulation results can be used to compute the forces and moments acting on the hull and then to determine hydrodynamic derivatives [8]. Recently, international workshops are organized via collaboration of related institutions to meet the demand for EFD (Experimental Fluid Dynamics) validation data. Researches about ship maneuvering have focused on modern tankers (KVLCC1 and KVLCC2), Kriso Container Ship (KCS), and US Navy surface combatant (DTMB 5415), which is currently used in this study. In the Gothenburg 2000 Workshop steady-flow data was provided for KCS and KVLCC2 [9]. For DTMB 5415, data procurement has been part of an international collaboration between IIHR (Iowa Institute of Hydraulic Research), INSEAN (Italian Ship Model Basin) and DTMB (David Taylor Model Basin), for more than 10 years [8]. After the Gothenburg Workshop, SIMMAN 2008 and SIMMAN 2014 Workshops were organized to discuss more recent studies.

The studies mentioned above are all conducted in model size and Froude scaling law was used in the calculations. The scale effects in ship resistance utilising both experimental and numerical approaches have been studied by Nikolaev and McKesson and Doctors [10]. While

the scale effects on ship resistance are taken into account in the conventional manner by flat plate correlations, the lateral forces and yaw moments obtained by captive model tests generally have not been corrected [11]. Mak and Renilson performed EFD analysis to study the effects of Reynolds number on the maneuvering coefficients for a modern full-form vessel [10].
In this study, static drift simulations have been carried out to investigate the scale effects on maneuvering forces and moments of DTMB 5415 by using CFD. The variations between the numerical results of these two models have been examined. The scale effects on maneuvering coefficients have been investigated.

2. Computational Method

All computations reported in this study are performed using the RANSE solver software Star-CCM+ from CD-adapco. The software is based on a finite volume (FV) method. Appropriate initial and boundary conditions and a number of discrete approximations are needed to obtain an algebraic equation system solvable on a computer. First, the computational domain is subdivided into a finite number of control volumes (CVs) which have a hexahedral shape in this study. The time interval is also subdivided into time steps according to ITTC CFD recommendations [13].
The fluid flow is considered as 3-D, incompressible, transient and fully turbulent. Hydrodynamic analyses have been carried out for a fixed Froude number. During the analyses, the free surface effects have been taken into account and hull is considered as fixed. The flow is assumed to be governed by the RANS equations, in which turbulence effects are included via two-equation model. Thus, the continuity equation, three momentum equations and two equations for turbulence are solved. SST k-ω has been adopted for modeling the turbulence, which has a wall function to represent the flow near the boundaries. It is activated when the nondimensional wall distance becomes in the range of 30-300. In this study, y+ values are between 40-50. As known, the k-ε gives better results for the typical straight-ahead ship resistance problems. However, for large drift angles SST k-ω is more reliable for simulating the flow separation and the vorticities around the hull accurately.
The conservation law must be satisfied as well. The free surface flow problem is included to the CFD simulations by using volume of fluid (VOF) method which is utilized by Eulerian fluid approach. The VOF method developed by Hirt & Nichols is fixed mesh technique designed for two or more fluids, where in each cell of a mesh it is necessary to use only one value for each dependent variable defining the fluid state [14,15]. The segregated flow solver is used to solve the Navier-Stokes equations in an iterative method. After the volume fraction and turbulence quantities are solved, the procedure is repeated until all non-linear and coupled equations are satisfied within a prescribed tolerance. Then, the process advances to the next time level.

2.1. Governing Equations

Considering the flow incompressible with constant viscosity and assume that there are no body forces acting on the hull, the averaged continuity and momentum equations may be written in tensor form and Cartesian coordinates as follows [16];

$$\frac{\partial(\overline{u}_i)}{\partial x_j} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\overline{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{u}_i\overline{u}_j + \overline{u}_i'\overline{u}_j')}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{\mathrm{p}}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \tag{2}$$

in which $\overline{\tau}_{ij}$ are the mean viscous stress tensor components, as shown below:

$$\overline{\tau}_{ij} = \nu\left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i}\right) \tag{3}$$

and p is the mean pressure, $\overline{u}_i$ is the average Cartesian components of the velocity vector, $\rho\overline{u}_i'\overline{u}_j'$ is the Reynolds stresses, ρ is the fluid density and ν is the kinematic viscosity coefficient.

2.2. Choice of Time Step

The Courant number (CFL) is the ratio of the physical time step (Δt) to the mesh convection time scale, which is typically calculated for each cell.

$$CFL = \frac{U\Delta t}{\Delta x} \tag{4}$$

For numerical stability, the Courant number should be equal or less than 1. For transient ship resistance computations ITTC proposes the formulae $\Delta t = 0.005 - 0.01L/\mathrm{U}$, where L is the length between perpendiculars and U is the ship advance speed[11].

3. Computational Results

The well-known naval surface combatant DTMB 5415 has been chosen for the investigation of model scale effects on static PMM tests of ships. The ship includes both a sonar dome and a transom stern. The model is un-appended except for port and starboard bilge keels, i.e., not equipped with shaft, struts, propellers, or rudders for static drift simulations. The 3-D view of the ship model with a sonar dome and a transom stern including bilge keels is represented in Figure 6.

Figure 6. 3-D view of 5415 [17].

There are two different model scales used in the presented study. The first one is the IIHR model scale (λ_1=46.6) which provides the benchmark data for the static drift CFD simulations. It is called as 5512, a geosim of DTMB 5415. The second one is the INSEAN 2340 (λ_2=24.83) which has only straight-ahead towing experimental data for a wide range of Froude number. Principal particulars of full and model scale ship are given in Table 2.
Standard PMM tests consist of both static and dynamic captive model tests [18]. Static PMM tests are divided into a series of parametric tests, e.g., static drift, static rudder and drift and rudder. The static drift tests have been simulated in this study. Drift angle is changed from 0 to 20 degrees in both model scales. The hull is considered as fixed throughout the simulations as in the experiment [8]. Hydrodynamic analyses have been carried out for a fixed Froude number.

Table 2. Principal particulars of 5415 [19].

	Ship	λ_1=46.6	λ_2=24.83
λ	-	46.6	24.83
L_{BP} (m)	142.00	3.048	5.719
L_{WL} (m)	142.18	3.052	5.726
B_{WL} (m)	19.06	0.409	0.768
B_M (m)	20.00	0.429	0.429
T_M (m)	6.15	0.132	0.248
S (m2)	2972.60	1.370	4.822
∇ (m3)	8424.40	0.084	0.554
CB	0.507	0.507	0.507
CM	0.821	0.821	0.821
Fn	0.280	0.280	0.280

3.1. Grid Resolution and Boundary Conditions

The computational domain and boundary conditions are illustrated as follows Figure 1. The domain sizes have been chosen to be adequate in dimensions to simulate the flow around the ship properly.

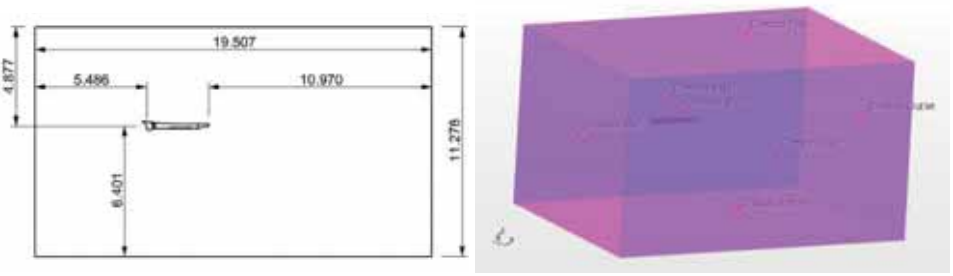


Figure 1. Computational domain and boundary conditions.

The origin of the coordinate system is the intersection point of forward perpendicular and base line. Ship boundaries are identified as no-slip walls where the normal component of the velocity is to be zero. Front, top and bottom faces of the computational domain are defined as velocity inlets. Side faces are assigned as symmetry-planes and the back face is defined as pressure outlet. Symmetry type boundary condition enables to reduce the computational domain size and mesh number by half. In order to calculate the free surface deformations at the interaction of two phases (air and water), the free surface is defined as calm water initially. The computational domain dimensions are given in Table 1. Upstream is in the negative and downstream is in the positive x-direction. The top boundary distance indicates the distance between top of domain and the origin of earth-fixed coordinate system.

Table 1. Computational domain dimensions for IIHR and INSEAN model scales.

Domain dimensions (m):			λ_1=46.6	λ_2=24.83
Boundaries	Upstream	$1.8L_{BP}$	5.486m	10.294m
	Downstream	$3.6L_{BP}$	10.973m	20.588m
	Top	$1.6L_{BP}$	4.877m	9.150m
	Bottom	$2.1L_{BP}$	6.401m	12.010m
	Transverse	$2.4L_{BP}$	7.315m	13.725m

Finite volume method is used to discretize the computational domain. Hexahedral elements are used in order to generate the computational grid. Volumetric controls have been used to refine the grid around the hull, bow and stern, free surface and wake zone.
At the bow and the wake zone some refinements are also applied, since the flow has complex behavior at these zones. A boundary layer is placed near the hull by using 6 prism layers. Numbers 1 and 2 in Figure 2 represent the bow and stern mesh refinements. Number 2 is used to capture the flow separation well in the wake zone of the ship model. In the whole domain, unisotropic mesh is created around the free surface to capture the free surface deformations properly which is represented with number 3 in Figure 2. Due to the complexity of the geometry, two more mesh refinements are used around the sonar dome (number 4) and the bilge keel (number 5) to solve the flow around the hull accurately (Figure 2).

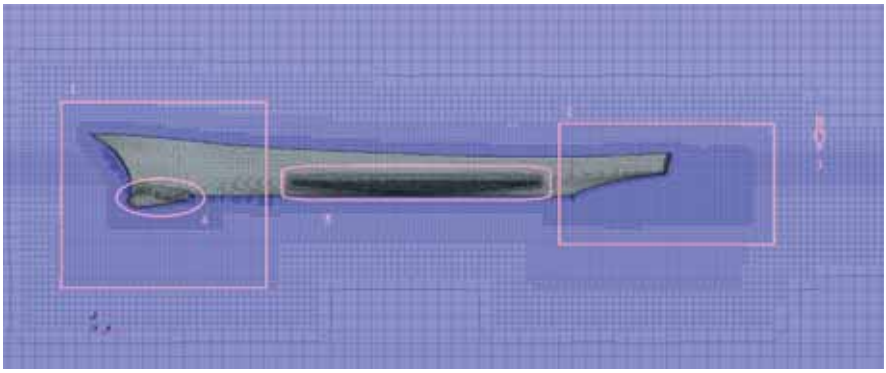


Figure 2. Grid topology: profile view, mesh refinements on and near the model.

There are two geometries that can be used to refine the mesh around the free surface. These are triangular and rectangular volumetric controls. The triangular mesh refinements have been adopted in this study to reduce the computational cost (Figure 3). Details can be found in Duman (2016) [17].

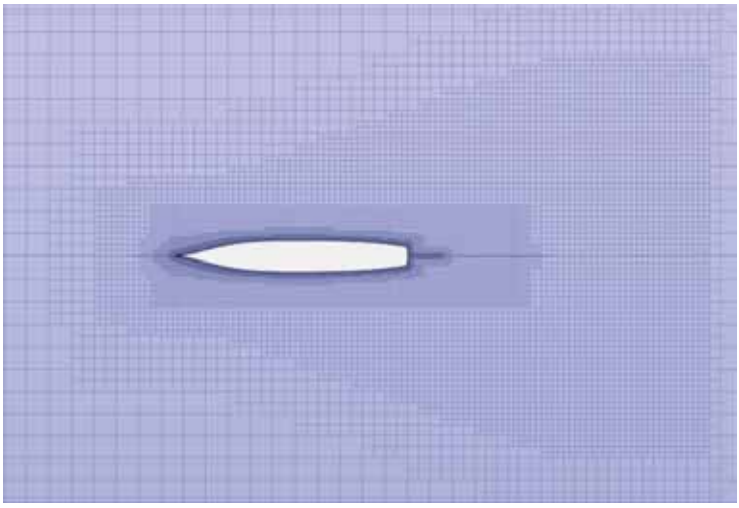


Figure 3. Grid topology: top view, Kelvin wave adopted grid.

The base size of generated grid is chosen to be %5 of L_{BP} for both IIHR and INSEAN model scales according to grid independence study, which is presented in the next chapter.

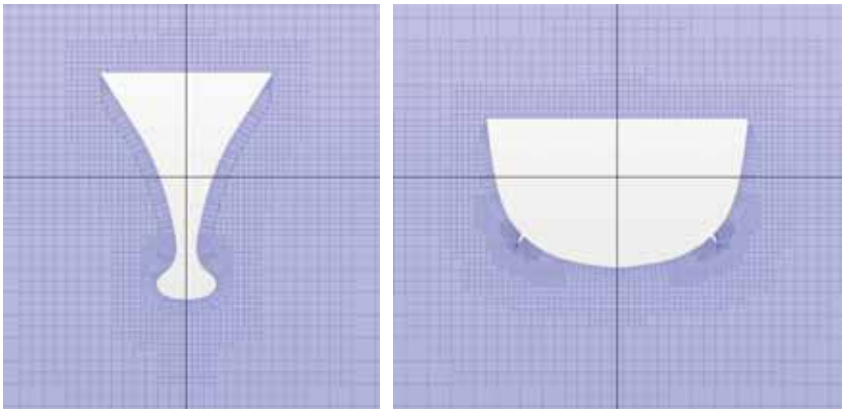


Figure 4. Grid topology: front view, x/L=0.06 (left) and x/L=0.40 (right).

The grid structure at different sections along the hull are given in Figure 4 and Figure 5, which are also discussed inclusively in IIHR technical report [20].

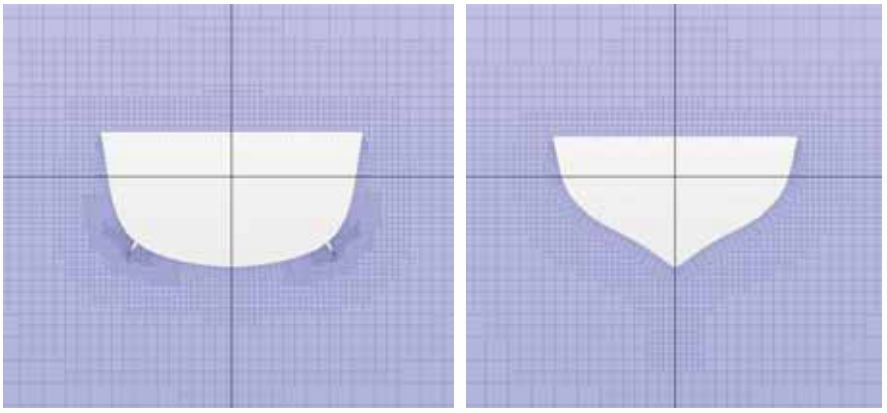


Figure 5. Grid topology: front view, x/L=0.60 (left) and x/L=0.80 (right).

3.2. Verification and Validation

In this study, uncertainty assessment has been made via Grid Convergence Method, which was firstly proposed by Roache [19]. The refinement factors should be determined at first and should be greater than 1.3 according to this method. The refinement factors may be chosen as grid lengths or cell numbers. Grid lengths' refinement is selected as $\sqrt{2}$.

$$r_{21} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{1/3} \qquad r_{32} = \left(\frac{N_3}{N_2}\right)^{1/3} \tag{5}$$

where N_1, N_2 and N_3 are cell numbers and $N_1<N_2<N_3$. Due to the mesh algorithm used in CFD simulations, the refinement factors are calculated considering the number of cells. Difference between any scalar solutions of two different grids can be calculated as:

$$\varepsilon_{21} = X_2 - X_1 \qquad \varepsilon_{32} = X_3 - X_2 \tag{6}$$

Convergence condition R, which is the ratio of ε values, can be examined after calculating differences. Details about the uncertainty assessment can be found in literature [22]. The numerical results for different cell numbers are given in Table 3. Uncertainty analysis groups are selected as 1-2-3, 2-3-4 and 3-4-5. The results are presented in Table 4. When the uncertainty percentages of each set are observed, it is around 2.6% for analyses set 2-3-4 and 1.2% for analyses set 3-4-5. These uncertainties are so large comparing with the analyses set 1-2-3.

Table 3. Numerical results for different grid qualities.

No	Grid quality	Grid length	Cell #	X'	X'_{EFD}	% ε_X
1	finer	0.108	2106196	0.01666	0.01600	4.125%
2	fine	0.152	1060051	0.01667	0.01600	4.188%
3	medium	0.216	589662	0.01689	0.01600	5.562%
4	coarse	0.305	347165	0.01722	0.01600	7.625%
5	coarser	0.431	213092	0.01816	0.01600	13.500%

The maximum refinement factor is calculated for mesh number 1 (finer grid). This value is not greater than 1.3 since cell numbers have been used as refinement parameters instead of grid lengths. On the other hand, if the experimental data has been taken into account, it is obvious that finer grid is in good agreement with the experimental data given in Table 3. Since the error between fine and finer grid is about 6.25E-04, fine grid has been used in the analyses considering the computational cost.

Table 4. Analyses sets for GCI.

Analyses Set	1 2 3	2 3 4	3 4 5
r21	1.2572	1.2159	1.1931
r32	1.2159	1.1931	1.1767
p	13.5411	2.4408	6.1024
e(ext)21	0.0167	0.0163	0.0167
GCI_{FINE}	0.004%	2.697%	1.260%
U	0.027%	0.045%	0.118%

Table 5. Comparison between CFD and EFD results of 5512.

β (°)	X'	Y'	N'	X'_{EFD}	Y'_{EFD}	N'_{EFD}	% ε_X	% ε_Y	% ε_N
0	-0.01667	0.00000	0.00000	-0.01600	0.00320	0.00100	4.17%	-	-
2	-0.01703	0.01020	0.00518	-0.01615	0.00885	0.00460	5.44%	15.24%	12.66%
6	-0.01792	0.03007	0.01577	-0.01735	0.02870	0.01500	3.28%	4.77%	5.16%
9	-0.01946	0.04494	0.02461	-0.01845	0.04670	0.02310	5.46%	3.77%	6.55%
10	-0.02025	0.05031	0.02743	-0.01880	0.05430	0.02620	7.70%	7.35%	4.71%
11	-0.02101	0.05575	0.02995	-0.01955	0.06390	0.03000	7.47%	12.75%	0.16%
12	-0.02174	0.06121	0.03220	-0.02005	0.07215	0.03285	8.45%	15.17%	1.96%
16	-0.02479	0.09373	0.04080	-0.02385	0.10485	0.04490	3.93%	10.60%	9.13%
20	-0.03424	0.12290	0.04748	-0.02750	0.14365	0.05530	24.50%	14.45%	14.15%

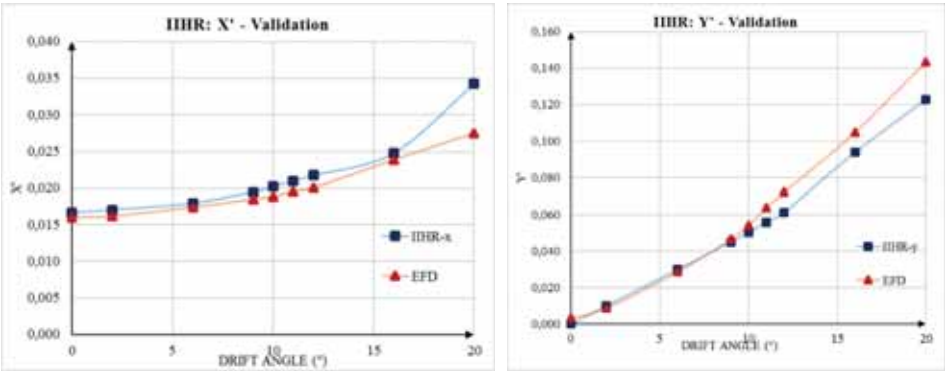


Figure 7. Validation of surge (left) and sway (right) forces in IIHR scale.

The static drift simulation results of IIHR model are compared with the available experimental data and the relative errors have been calculated Table 5. The results are plotted in Figure 7. It is obviously seen that the numerical results are in good agreement with the EFD data. The validation of INSEAN 2430 have been carried out for straight-ahead condition at 0.28 Froude number. Total resistance coefficient is numerically predicted as 1.47E-02 following the non-dimensionalization procedure of SNAME [23]. The total resistance coefficient is 1.45E-02 provided by the experimental work [24]. The percentage error between CFD and EFD is about 1.13%.

The free surface deformation for straight-ahead condition and β=10° drift angle are plotted in Figure 8. CFD results are compared with the EFD data for straight-ahead condition [20]. The x-axis is non-dimensional length and the y-axis is non-dimensional wave height. Here, the model is located between 0 and 1 in the horizontal axis. The figures show that the difference between numerical and experimental results are satisfactorily small for practical applications.

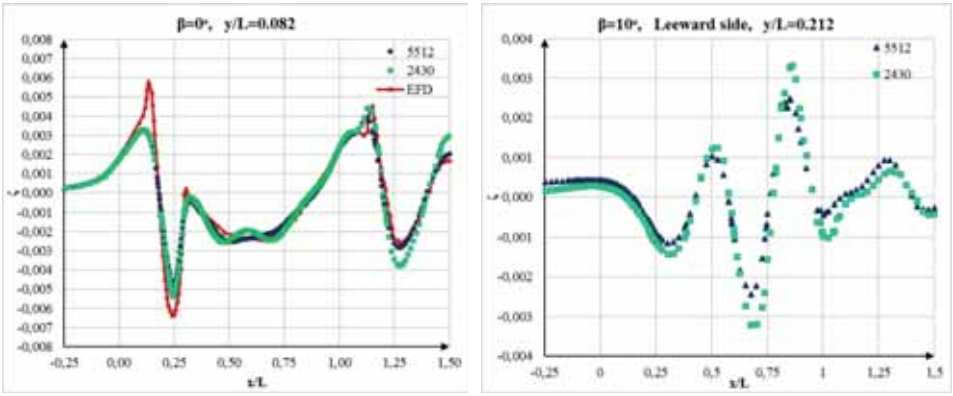


Figure 8. Free surface deformations at β=0° (left) and β=10° (right).

The wave contours and Cp distribution on the hull are given in Figure 9. The pressure is increase in the frontal area where the flow facing the sonar dome. A decrease can be seen where the flow velocity increases, e.g., at midsection of sonar dome and near the free surface. Kelvin wave patterns have been captured well.

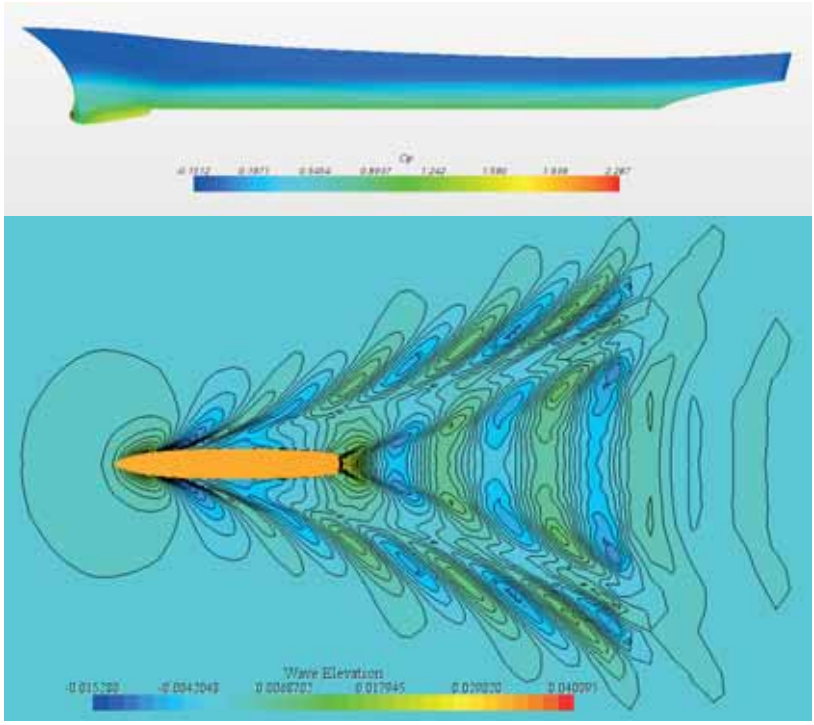


Figure 9. Cp distribution on the hull (upper) and free surface deformation (lower).

3.3. Comparison of Hydrodynamic Derivatives

The static drift simulation results of 5512 and 2430 are used to calculate the maneuvering coefficients, then are compared with the EFD data (Table 6) and the variations between two model scales are calculated [8].

Table 6. Comparison of maneuvering coefficients for different model scales.

	Yoon	λ_1=46.6	λ_2=24.83	Variation $(S_{Max}-S_{Min})/S_{Min}$
X*'	-0.0170	-0.0172	-0.0151	12.21%
X_{vv}'	-0.1528	-0.1841	-0.1808	1.79%
Y_v'	-0.2961	-0.3287	-0.3140	4.47%
Y_{vvv}'	-1.9456	-1.8635	-1.8860	1.21%
N_v'	-0.1667	-0.1433	-0.1248	12.91%
N_{vvv}'	-0.4355	-0.5377	-0.6551	21.83%

A graphic for the prediction of sway terms is given in Figure 10. As seen from this graphic, numerical results for different model scales are highly close, which indicates that the mesh algorithm used in this study is well-designed and can be effectively used for different model scales.

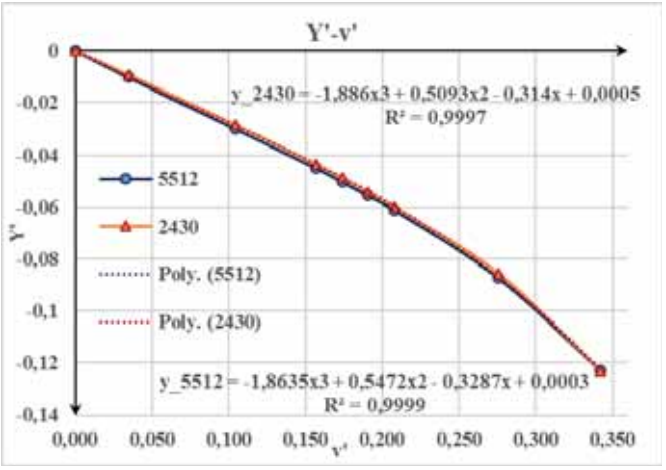


Figure 10. Prediction of maneuvering coefficients for different model scales.

Non-dimensional hydrodynamic forces and yaw moment from static drift computations at 0.28 Froude number are presented in Table 7 for two different model scales with the variations.

Table 7. Variations of static drift simulation results for two model scales.

β (°)	λ_1 - X'	λ_1 - Y'	λ_1 - N'	λ_2 - X'	λ_2 - Y'	λ_2 - N'	sX'	sY'	sN'
0	-0.01667	-	-	-0.01470	-	-	13.39%	-	-
2	-0.01703	0.01020	0.00518	-0.01486	0.00919	0.00492	14.61%	10.99%	5.40%
6	-0.01792	0.03007	0.01577	-0.01578	0.02849	0.01519	13.54%	5.56%	3.87%
9	-0.01946	0.04494	0.02461	-0.01740	0.04358	0.02397	11.80%	3.12%	2.68%
10	-0.02025	0.05031	0.02743	-0.01815	0.04878	0.02655	11.55%	3.13%	3.33%
11	-0.02101	0.05575	0.02995	-0.01901	0.05440	0.02916	10.50%	2.49%	2.72%
12	-0.02174	0.06121	0.03220	-0.01971	0.06015	0.03177	10.34%	1.76%	1.37%
16	-0.02479	0.09373	0.04080	-0.02250	0.09210	0.04157	10.17%	1.77%	1.84%
20	-0.03424	0.12290	0.04748	-0.03196	0.12317	0.04834	7.11%	0.22%	1.80%

4. Conclusions

Scale effects on the prediction of hydrodynamic maneuvering coefficients have been investigated for DTMB 5415 using CFD. Two different model scales have been investigated. First, static drift simulations have been performed for λ_1=46.6 model scale and numerical results have been verified and validated with the available experimental data. It is seen that reasonably accurate results have been provided by viscous CFD calculations. After the validation of the CFD model, a numerical study have been carried out to investigate the scale effects in the static drift maneuvers.

The maneuvering forces and moment acting on the hull have been predicted for both λ_1=46.6 and λ_2=24.83 model scales and then are used to calculate maneuvering coefficients. The following conclusions can be given:

- The hydrodynamic maneuvering coefficients obtained from viscous CFD analyses are estimated in a satisfactory manner for practical applications.
- The numerical results show that the CFD model has been found to be applicable to different model scales.
- The surge forces derived from the performed static drift simulations are significantly effected by the scale effects. The discrepancy between two model scale results varies from 7.11% to 13.39%.
- The sway forces and yaw moment must be carefully extrapolated from model scale maneuvering tests to full scale at lower drift angles.
- As can be clearly seen that at higher drift angles the variations of sway forces and yaw moment have very small values when compared to the surge forces.

In future work, the other PMM maneuvers, e.g., static rudder, drift and rudder, pure sway and pure yaw, will be simulated with the presented CFD model. The sinkage and trim will also be considered during the analyses. Thus, the scale effects on wave making resistance will be investigated. CFD model will be developed to be able to simulate the definite maneuvers such as turning cirle and zigzag motions via dynamic mesh technique.

7. References

[1] S. Bal, "Prediction of wave pattern and wave resistance of surface piercing bodies by a boundary element method," Int. J. Numer. Methods Fluids, vol. 56, no. 3, pp. 305–329, Jan. 2008.

[2] S. He, P. Kellett, Z. Yuan, A. Incecik, O. Turan, and E. Boulougouris, "Manoeuvring prediction based on CFD generated derivatives," J. Hydrodyn. Ser B, vol. 28, no. 2, pp. 284–292, Apr. 2016.

[3] N. Sakamoto, P. M. Carrica, and F. Stern, "URANS simulations of static and dynamic maneuvering for surface combatant: part 1. Verification and validation for forces, moment, and hydrodynamic derivatives," J. Mar. Sci. Technol., vol. 17, no. 4, pp. 422–445, Dec. 2012.

[4] S. Duman and S. Bal, "Numerical Investigation of Viscous Effects on the Static PMM Tests of Ships," presented at the A. Yücel Odabaşı Colloquium Series - 2nd International Meeting on Recent Advances in Prediction Techniques for Safe Manoeuvring of Ships and Submarines, Istanbul, Turkey, 2016.

[5] C. D. Simonsen and F. Stern, "Verification and validation of RANS maneuvering simulation of Esso Osaka: effects of drift and rudder angle on forces and moments," Comput. Fluids, vol. 32, no. 10, pp. 1325–1356, Dec. 2003.

[6] S. Bhushan, T. Xing, P. Carrica, and F. Stern, "Model- and Full-scale URANS/DES Simulations for Athena R/V Resistance, Powering, and Motionos," Numer. Ship Hydrodyn. Conf., vol. II, pp. 122–142, 2007.

[7] H. Kim, H. Akimoto, and H. Islam, "Estimation of the hydrodynamic derivatives by RaNS simulation of planar motion mechanism test," Ocean Eng., vol. 108, pp. 129–139, Nov. 2015.

[8] H. Yoon, "Phase-averaged stereo-PIV flow field and force/ moment/motion measurements for surface combatant in PMM maneuvers," PhD Thesis, University of Iowa, 2009.

[9] L. Larsson, F. Stern, and V. Bertram, "Benchmarking of Computational Fluid Dynamics for Ship Flows: The Gothenburg 2000 Workshop," J. Ship Res., vol. 47, no. 1, pp. 63–81, 2003.

[10] E. Nikolaev and M. Lebedeva, "On the nature of scale effects in manoeuvring tests with full-bodied ship models.," presented at the In: Proceedings of the 13th Symposium on Naval Hydrodynamics: Impact of Hydrodynamics Theory Upon Design Practice, with Emphasis on High Performance and/or Energy Saving Ships, Tokyo, Jpn. Ship- build Res. Assoc. of Jpn,Tokyo, pp. 803–813.

[11] Y. Jin, J. Duffy, S. Chai, C. Chin, and N. Bose, "URANS study of scale effects on hydrodynamic manoeuvring coefficients of KVLCC2," Ocean Eng., vol. 118, pp. 93–106, May 2016.

[12] T. Mak and M. Renilson, “Scale Effects on Ship Manoeuvring Coefficients,” presented at the AME’98 Conference, Sydney, Australia, 1998.

[13] ITTC, “Practical Guidelines for Ship CFD Applications,” presented at the Proceedings of 26th ITTC, Hague, 2011.

[14] C. . Hirt and B. . Nichols, “Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries,” J. Comput. Phys., vol. 39, no. 1, pp. 201–225, Jan. 1981.

[15] J. M. A. Fonfach, “Numerical study of the hydrodynamic interaction between ships in viscous and inviscid flow,” PhD Thesis, Universidade de Lisboa, 2010.

[16] J. H. Ferziger and M. Perić, Computational methods for fluid dynamics, 3., Ed. Berlin: Springer, 2002.

[17] S. Duman, “INVESTIGATION OF THE TURNING PERFORMANCE OF A SURFACE COMBATANT WITH URANS,” Master’s Thesis, Istanbul Technical University, 2016.

[18] M. Gertler, “THE DTMB PLANAR-MOTION-MECHANISM SYSTEM,” Naval Ship Research and Development Center, Washington, DC, TEST AND EVALUATION REPORT AD659053, Jul. 1967.

[19] SIMMAN, “Geometry and Conditions of US Navy Combatant,” simman2014.dk, 2014. [Online]. Available: http://simman2014.dk/ship-data/us-navy-combatant/geometry-and-conditions-us-navy-combatant/.

[20] S. Bhushan et al., “CFD VALIDATION FOR SURFACE COMBATANT 5415 AT STRAIGHT-AHEAD AND 20 DEGREE STATIC DRIFT CONDITIONS,” University of Iowa, IIHR-Hydroscience & Engineering, Technical Report 493, 2015.

[21] P. J. Roache, “Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies,” J. Fluids Eng., vol. 116, no. 3, p. 405, 1994.

[22] I. Celik, U. Ghia, P. J. Roache, and Christopher, “Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications,” J. Fluids Eng., vol. 130, no. 7, p. 78001, 2008.

[23] “Nomenclature for Treating the Motion of a Submerged Body through a Fluid,” SNAME, Technical and Research Bulletin 1–5, 1952.

[24] A. Olivieri, F. Pistani, A. Avanzini, F. Stern, and R. Penna, “TOWING TANK EXPERIMENTS OF RESISTANCE, SINKAGE AND TRIM, BOUNDARY LAYER, WAKE, AND FREE SURFACE FLOW AROUND A NAVAL COMBATANT INSEAN 2340 MODEL,” University of Iowa, IIHR-Hydroscience & Engineering, Technical Report 421, Sep. 2001.

BİR SU ALTI ARACININ SEVK PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Cihad DELEN[1], Savaş SEZEN[2], Sakir BAL[1] (*)

ÖZET

Bu çalışmada bir su altı aracının hidrodinamik performansı için gerekli olan direnç ve güç değerleri hem ampirik bir yöntem hem de HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yardımıyla hesaplanmıştır. Elde edilen direnç ve güç değerleri dikkate alınarak su altı aracının sevk performansı Dönen Disk Teorisi (Actuator Disk Theory) yardımıyla incelenmiştir. HAD ile yapılan analizlerde su altı aracının etrafındaki akış sonlu hacimler yöntemi kullanılarak ayrıklaştırılan Navier-Stokes denklemleri yardımıyla çözülmüştür. Analizler boyunca akış üç boyutlu, türbülanslı, sıkıştırılamaz ve zamandan bağımsız kabul edilmiştir. Bu çalışma kapsamında literatürde deneysel sonuçları bulunan DARPA SUBOFF su altı aracı incelenmiştir. Sevk performansının incelendiği DTMB4119 model pervanesinin etrafındaki akış ise HAD yöntemi ile çözülmüş ve elde edilen boyutsuz itme, tork katsayıları ile açık su pervane verim değerleri deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: DARPA Suboff, Dönen Disk Teorisi, DTMB4119, Sevk Performansı, Direnç, Hidrodinamik Tasarım, HAD

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE SELF-PROPULSION PERFORMANCE OF AN UNDERWATER VEHICLE

ABSTRACT

In this study, the resistance and power values which required for the hydrodynamic performance of an underwater vehicle have been calculated using both an empirical method and Computational Fluid Dynamics (CFD). By considering the resistance and power properties, self-propulsion of the vehicle has been investigated using Actuator Disk Theory. In CFD analyses, the flow around the underwater vehicle has been solved using Navier-Stokes equations by discretizing with finite volume method (FVM). During the analyses, the flow has been considered as 3-D, turbulent, incompressible and steady. In the present study, DARPA SUBOFF underwater vehicle, which has experimental results in the literature, has been investigated. The flow around the DTMB4119 model propeller has been analyzed by CFD method and non-dimensional thrust, torque coefficients and open water propeller efficiency have been compared with the experimental ones.

Key words: DARPA Suboff, Actuator Disk Theory, DTMB4119, Self-Propulsion, Resistance, Hydrodynamic Design, CFD

1 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, e-mail: cdelen@itu.edu.tr (*) sbal@itu.edu.tr

2 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, e-mail: ssezen@yildiz.edu.tr

1. Giriş

İnsansız teknolojilerin, maliyet düşürücü etkileri, operasyon gücünü artırması ve aslında en önemlisi uzman personelin güvenli bölgede operasyonu takibine ve kontrolüne izin vermesi en büyük avantajlarındandır. Özellikle hem askeri hem araştırma amaçlı olarak tehlikeli bölgelerde çalışma imkânı sağlayan insansız su altı araçlarının uygulamaları günümüzde hızla artmaktadır. Yapılan işin karmaşıklığı ile birlikte çevresel şartların değişkenliği ve zorluğu da aracın tasarım aşamasında oldukça önem kazanmaktadır [1]. Bu yüzden insansız araçların ön tasarımında hidrodinamik performans (direnç, sevk) gibi başlıca konular hassas ve güvenilir bir şekilde belirlenmelidir.

Budak ve diğ. (2016), ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan Fluent yardımıyla takıntısız DARPA formunun baş ve kıç geometrisini değiştirerek direnç özelliklerine olan etkisini incelemişlerdir [2]. Chase (2012) yaptığı çalışmada takıntılı DARPA formunun E1619 model pervanesi ile sevk performansı incelemiştir [3]. Monesum ve diğ. (2013) çalışmalarında ise DARPA formunun farklı hızlardaki direnç sonuçlarını model deneyleri, HAD ve ampirik yöntemlerle hesaplamışlar ve birbirleriyle karşılaştırmışlardır [4]. Gross ve diğ. (2011), takıntısız bir DARPA Suboff modelini ve yarımküre ve silindir geometri formunda denizaltı modellerinin etrafındaki akışı hem RANS hem de DNS yardımıyla çözmüşler ve form üzerinde oluşan basınç ve sürtünme dirençlerini incelemişlerdir [5]. Moonesun ve diğ. (2014), bir sualtı aracının serbest su yüzeyinden etkilenmeyeceği derinliği belirlemiş ve çalışma derinliğinin denizaltının boyutlarıyla yakından ilgili olduğunu ifade etmişlerdir [6].

Bu çalışmada, bilimsel çalışmalarda sıklıkla kullanılan DARPA takıntısız formunun hidrodinamik özellikleri (direnç, sevk, iz) hem HAD yöntemi ile hem de deneye dayalı yöntemlerle incelenmiştir. Sevk performansının tayini için yine bilimsel çalışmalarda sıklıkla kullanılan DTMB4119 model pervanesi kullanılmıştır. Su altı aracının etrafındaki akışın çözülmesiyle elde edilen direnç değerleri deneysel sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Diğer adımda ise DTMB4119 model pervanesinin etrafındaki akış çözülerek, elde edilen sonuçlar deneysel açık su hidrodinamik performans sonuçlarıyla kıyaslanmıştır. Sevk performansının belirlenmesi için DARPA formunun, pervane eksenine tanımlanmış disk yardımıyla pervane tekne etkileşimi incelenmiştir.

2. Matematiksel Model

2.1. RANS Yöntemi

Sayısal analizler için, yönetici denklemler zamandan bağımsız, üç boyutlu ve sıkıştırılamaz akışlar için süreklilik denklemi ve RANS denklemleridir [7]. Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

Momentum denklemi ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial U}{\partial t}+\frac{\partial\left(\mathrm{U_i U_j}\right)}{\partial \mathrm{x_j}}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{x_i}}+\frac{\partial}{\partial \mathrm{x_j}}\left[\nu\left(\frac{\partial \mathrm{U_i}}{\partial \mathrm{x_j}}+\frac{\partial \mathrm{U_j}}{\partial x_i}\right)\right]-\frac{\partial \overline{\mathrm{u_i' u_j'}}}{\partial \mathrm{x_j}} \tag{2}$$

Denklem 1'de yer alan U_i, Kartezyen koordinatlarda x_i (i=1,2,3) zaman ortalamalı hız bileşenlerini ifade etmektedir. Momentum denkleminde yer alan P, ise ortalama basıncı, ρ yoğunluk, υ kinematik viskozite değerini, u_i' ise Kartezyen koordinatlarda çalkantı hız bileşenlerini temsil etmektedir. Süreklilik denklemi kütle korunum denklemini, momentum denklemi ise hesaplama bölgesi boyunca doğrusal momentumun taşınmasını temsil etmektedir. Momentum denkleminin laminer akıştaki Navier-Stokes denkleminden en önemli farkı denklemin sağ tarafına eklenen türbülans çalkantılarını ($\overline{u_i' u_j'}$) da hesaba katan terimdir. Bu terim özgül Reynolds gerilme tensörü olarak da bilinir. Reynolds gerilmesi simetrik olduğundan probleme altı tane daha bilinmeyen katılmış olur. Bu yeni bilinmeyenlerin hesaplanması için ise türbülans modellerinden faydalanılır. Bu çalışma kapsamında hem su altı aracının etrafındaki akışın çözülmesinde hem de pervane etrafındaki akışın çözülmesinde k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Hesaplamalar boyunca Reynolds gerilme tensörü aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\overline{\mathrm{u_i' u_j'}}=-\nu_{\mathrm{t}}\left(\frac{\partial \mathrm{U_i}}{\partial \mathrm{x_j}}+\frac{\partial \mathrm{U_j}}{\partial \mathrm{x_i}}\right)+\frac{2}{3}\delta_{\mathrm{ij}}\mathrm{k} \tag{3}$$

Bu eşitlikte ν_{t} girdap viskozite değeridir ve $\nu_{\mathrm{t}}=C_\mu k^2/\varepsilon$ yardımıyla hesaplanmaktadır. C_μ deneysel olarak elde edilen sabit bir katsayıdır. ($C_\mu=0.09$) k türbülans kinetik enerjisi, ε ise türbülans yitim hızıdır. Süreklilik denklemlerine ek olarak iki transport denklemi de k ve ε için çözülür.

$$\frac{\partial \mathrm{k}}{\partial \mathrm{t}}+\frac{\partial\left(\mathrm{kU_j}\right)}{\partial \mathrm{x_j}}=\frac{\partial}{\partial \mathrm{x_j}}\left[\left(\nu+\frac{\nu_{\mathrm{t}}}{\sigma_{\mathrm{k}}}\right)\frac{\partial \mathrm{k}}{\partial \mathrm{x_j}}\right]+\mathrm{P_k}-\varepsilon \tag{4}$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial \mathrm{t}}+\frac{\partial\left(\mathrm{kU_j}\right)}{\partial \mathrm{x_j}}=\frac{\partial}{\partial \mathrm{x_j}}\left[\left(\nu+\frac{\nu_{\mathrm{t}}}{\sigma_{\varepsilon}}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial \mathrm{x_j}}\right]+\mathrm{C_{\varepsilon 1}P_k}\frac{\varepsilon}{\mathrm{k}}-\mathrm{C_{\varepsilon 2}}\frac{\varepsilon^2}{\mathrm{k}} \tag{5}$$

$$\mathrm{P_k}=-\overline{\mathrm{u_i' u_j'}}\frac{\partial \mathrm{U_i}}{\partial \mathrm{x_j}} \tag{6}$$

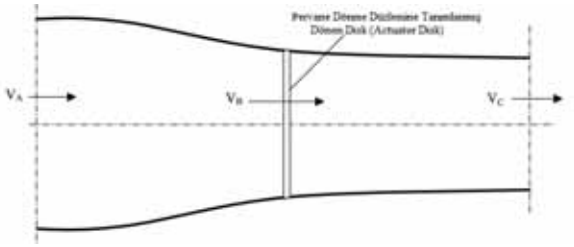
Bu denklemlerde $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, türbülans Prandtl sayısı k ve ε için $\sigma_k = 1.0$ ve $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 'tür. k-ε türbülans modeli ile ilgili ayrıntılı bilgi [8] ve [9] numaralı kaynaklarda bulunabilir**.**

2.2. Dönen Disk Teorisi

Dönen disk teorisi yardımıyla pervane yerine aynı çapta sonsuz ince bir disk alınarak bu diskten geçen akışkanın kazandığı momentum incelenir [10], [11]. Bu incelemeler sırasında yapılan kabuller aşağıdaki gibidir;

1. Diski geçen akışkan enerji kazanır ve kazanılan bu enerji diskin her noktasında aynıdır.
2. Akış daimi, sıkıştırılmaz, sürtünmesiz ve dönüşsüzdür.
3. Teğetsel hız yoktur, radyal hız vardır ve bu hız bileşeninin mukavemete katkısı olmasına rağmen hıza katkısı yoktur.

Temel itme denkleminden de bilindiği üzere, itme miktarı pervane boyunca debiye ve sevk sistemi boyunca hız değişimine göre değişmektedir. Aşağıdaki Şekil 1'de görüleceği üzere akış sol taraftan sağ tarafa doğru ilerlemektedir. Hızın V_A ve V_C olduğu bölgeler sırasıyla pervaneye akışın geldiği ön yüzü ve arka yüzü temsil etmektedir. V_B hızının olduğu bölgede dönen diskin bulunduğu bölgedir.



Şekil 1. Dönen Disk Teoremi

İtmenin hız değişimine ve debiye bağlı ifadesi aşağıdaki gibidir;

$$T = \dot{m}(V_c - V_A) \tag{7}$$

Denklem 7'de yer alan $\dot{m}$ kütle akış hızını, V_A ve V_C ise sırasıyla giriş ve çıkış hızlarını temsil etmektedir. Pervane tarafından emilen güç (P_D);

$$P_D = \frac{1}{2}\dot{m}(V_c^2 - V_A^2) \tag{8}$$

İtme kuvveti (T) kullanılarak pervaneye iletilen güç ise (P_D) aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$P_D = TV_B \tag{9}$$

Denklem 9'da yer alan V_B disk üzerindeki ortalama hız değeridir. Denklemlerin eşitliğinden pervane düzlemindeki hız aşağıdaki gibi bulunur;

$$V_B = \frac{1}{2}(V_C + V_A) \tag{10}$$

Pervane düzlemindeki hız V_B; V_C, V_A hızları kullanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$V_B = V_A + u_a \tag{11}$$

$$V_C = V_A + u_{a1} \tag{12}$$

u_a ve u_{a1} sırasıyla, pervane düzleminin B ve C noktalarındaki hızların artışıdır. Hacimsel debi (Q) korunumu ile aşağıdaki eşitlikler kurulur.

$$Q_A = Q_B = Q_C \tag{13}$$

$$\rho V_A A_A = \rho V_B A_B = \rho V_C A_C \tag{14}$$

$$V_A A_A = (V_A + u_a)\,\mathrm{A}_B = (\mathrm{V}_A + u_{a1})A_c \tag{15}$$

$$A_A = \frac{\pi D_A{}^2}{4}, A_B = \frac{\pi D_B{}^2}{4}, A_C = \frac{\pi D_C{}^2}{4} \tag{16}$$

A sembolü bulunduğu kesitin alanını temsil etmektedir. Momentum korunumu denkleminden pervanenin üretmiş olduğu itme kuvveti ise aşağıdaki gibi yazılır;

$$T = \frac{\pi}{4} D^2 \rho (V_A + u_a) u_{a1} \tag{17}$$

Dönen disk teorisiyle ilgili ayrıntılı bilgi [12] ve [13] numaralı kaynaklarda mevcuttur.

3. Ampirik Yaklaşım

Ampirik çalışmalar, deneysel sonuçlardan yola çıkılarak geliştirilen ve benzer durumlarda doğruya yakın sonuç veren sayısal yaklaşımlardır. Bu çalışmada, denizaltı için geliştirilmiş mevcut ampirik formül incelenmiştir. Monesum ve diğ. (2013), çalışmalarında 4 adet ampirik yaklaşım incelemişler ve bu yaklaşımları deney ve HAD sonuçlarıyla

kıyaslamışlardır. İncelenen çalışmada bahsedilen iki numaralı yöntemin, bu çalışmadaki deneysel ve HAD sonuçlarına en yakın olduğu görülmüştür [4]. Bu yöntem kısaca aşağıda anlatıldığı gibidir.

Ampirik yöntemde, pürüzlülükten kaynaklanan ek direnç katsayısı (δC_F) ITTC 1957 yöntemine göre hesaplanan sürtünme direnci katsayısı (C_{F0}) değerinin %5'i olarak alınmıştır [14]. Elde edilen bu katsayı C_{F0} ile toplanarak yeni C_F değeri hesaplanmıştır.

$$C_{F0} = \frac{0.075}{(\log Re - 2)^2} \tag{18}$$

$$\delta C_F = 0.05 C_{F0} \tag{19}$$

$$C_F = C_{F0} + \delta C_F \tag{20}$$

Form katsayısı (K) ise Denklem 20 yardımıyla hesaplanmaktadır. Elde edilen K değeri, C_{F0} ile çarpılarak viskoz basınç katsayısı (C_{VP}) elde edilir. Denklem 20 de yer alan D formun maksimum çapı, L ise formun boy değeridir. Direnç düzeltmeleri sonucunda elde edilen C_F ve C_{VP} katsayıları toplanarak toplam direnç katsayısı (C_T) elde edilir. Takıntısız halde direnci (R_T) ise Denklem 23 den elde edilir. Burada ρ akışkanın yoğunluğu, V hız, S ise formun ıslak alanıdır.

$$k = \frac{D}{L} + 1.5\left(\frac{D}{L}\right)^3 \tag{21}$$

$$C_{VP} = C_{Form} = k \,.C_{F0} \tag{22}$$

$$C_T = C_F + C_{VP} \tag{23}$$

$$C_T = R_T \Big/ \left(0.5 \rho V^2 S\right) \tag{24}$$

Aslında batmış form üzerine gelen kuvvetler sürtünme ve viskoz basınç kuvvetidir. Burada form özellikleri çok baskın olmadığından bu kuvvetlerin belirlemesinde ön dizayn aşamasında ampirik yöntemlerden faydalanılabilir. Bu yüzden akış karakteristiklerinin benzer olduğu (aynı Re sayısı) durumlarda diğer formlarda da bu yaklaşımlar kullanılabilir.

4. Sayısal Sonuçlar

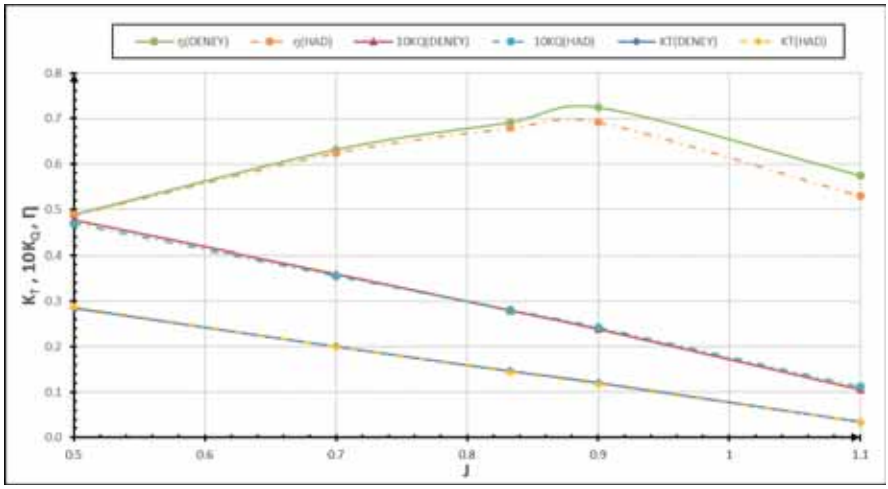
4.1. DTMB4119 Model Pervanesinin Açık Su Performans Sonuçları

DARPA Suboff formunun direnç ve sevk performansının incelenmesi yapılmadan önce, sevk sisteminde kullanılan DTMB4119 model pervanesinin açık su hidrodinamik performans sonuçları HAD ile hesaplanmıştır. HAD analizleri zamandan bağımsız olarak Dönen Referans Düzlemi (MRF) eksen tayini yardımıyla k-ε türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır. Şekil 3'den de görüleceği üzere HAD yardımıyla hesaplanan açık su sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında boyutsuz itme ve tork katsayılarındaki hata oranları yaklaşık olarak %1-%2 mertebesinde olduğu görülmektedir. HAD ile yapılan DTMB4119 model pervanesinin açık su hesaplamaları ayrıntılı olarak incelenebilir [15]. DTMB4119 model pervanesinin geometrik özellikleri ve üç boyutlu görünüşü sırasıyla Tablo 1'de ve Şekil 2'de verilmiştir.

Tablo 1. DTMB4119 Model Pervanesinin Geometrik Özellikleri.

Pervaneye İletilen Güç (kW)	0.474
İlerleme Hızı (m/s)	2.54
Model P. Çapı (m)	0.3048
Model P. Devri (1/s)	10
Çalıklık (°)	0
Eğiklik (°)	0

Şekil 2. DTMB4119 Model Pervanesi



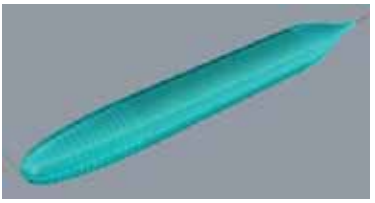
Şekil 3. DTMB4119 Model Pervanesinin Açık Su Hidrodinamik Sonuçlarının HAD ve Deney ile Karşılaştırılması [15].

4.2. DARPA SUBOFF Su Altı Aracının Direnç Değerlerinin HAD ve Ampirik Yaklaşım ile Hesaplanması

DARPA SUBOFF formu, bilimsel çalışmalarda sıklıkla kullanılan bir su altı aracıdır. Çeşitli konfigürasyonlara sahip olan bu modelin takıntısız konfigürasyonu AFF-1 olarak bilinmektedir [19]. Bu form üzerinde herhangi bir takıntı (yelken, dümen, fin, vb.) bulunmamaktadır [20]. Bu çalışmada AFF-1 formu yani takıntısız form incelenmiştir. DARPA SUBOFF formunun özellikleri ve üç boyutlu görünüşü aşağıdaki Tablo 2 ve Şekil 4'de verilmiştir.

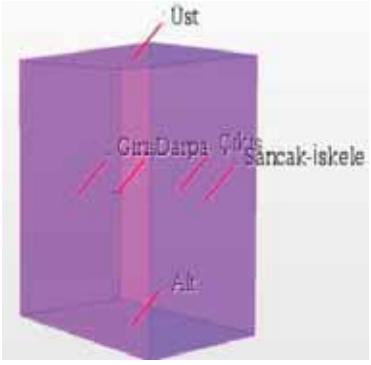
Tablo 2. DARPA Suboff formunun ana boyutları.

L_{BP} (m)	4.261
L_{OS} (m)	4.356
R_{MAX} (m)	0.254
Islak Alan (S) (m^2)	5.998
∇ (m^3)	0.708



Şekil 4. DARPA SUBOFF Formu.

Doğru bir şekilde HAD analizlerini yapmak için, akış problemine bağlı olarak başlangıç ve sınır koşullarının dikkatli bir şekilde belirlenmesi gerekir. Uygun şekilde belirlenen sınır koşulları aynı zamanda hesaplama maliyetinin azaltılmasını sağlar [16]. Su altı formunun eksenel simetri özelliğinden dolayı problemi basitleştirmek ve özellikle analiz süresini azaltmak için kontrol hacmi oluşturulurken formun boyuna olarak yarı veya çeyrek kısmı analizlerde kullanılabilir. Bu uygulama genellikle direnç analizlerinde avantaj sağlamaktadır. Fakat burada dikkat edilmesi gereken husus; formun sevk performansının modellemesinde pervane etkisinin tam olarak yansıtılabilmesi için tam model kullanılmalıdır. ITTC kılavuzuna uygun olarak belirlenmiş olan hesaplama hacmi ana boyutları akışı düzgün bir şekilde tayin etmek için yeterli boyutlarda alınmıştır [17]. Hesaplama hacmi ana boyutları Tablo 3'de verilmiştir.



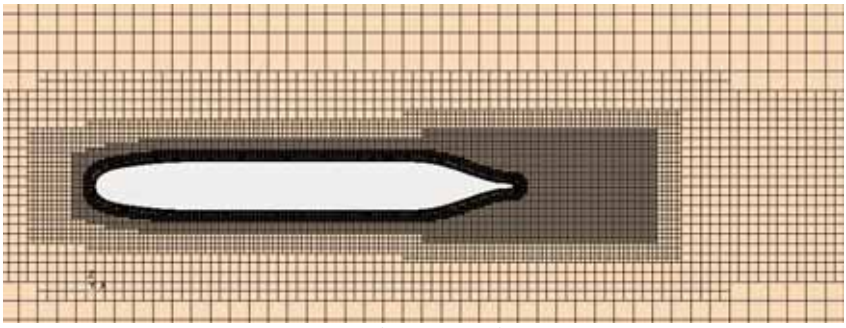
Şekil 5. Hesaplama Hacmi.

Tablo 3. Hesaplama Hacmi Ana Boyutları.

Uzunluk	9 x L_{BP}
Genişlik	6 x L_{BP}
Derinlik	6 x L_{BP}

Su altı formu üzerindeki sınır koşulu ise kaymama (no-slip) koşuluna uygun olarak kaymaz duvar olarak alınmıştır. Şekil 5'den de görüldüğü gibi hesaplama hacminin giriş tarafı hız giriş, çıkış tarafı ise basınç çıkışı olarak tanımlanmıştır. Ayrıca alt ve üst yüzeyler ise simetri düzlem olarak tanımlanmıştır. Sınır koşulları hakkında daha detaylı bilgiler ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanma kılavuzundan elde edilebilir [18].

Hesaplama hacmi üç boyutlu sonlu elemanlara bölünerek sonlu hacimler yöntemine uygun olarak ayrıklaştırılmıştır. Kontrol hacmi oluşturmak için, düzgün olmayan altıgen elemanlar bütün hesaplama hacmi boyunca yerleştirilmiştir. Formun baş ve kıç kısmında ayrıca iz bölgesinde ağ iyileştirmeleri yapılmıştır. Düzgün olmayan altıgen elemanlardan oluşan ağ örgüsü resmi Şekil 6'de verilmiştir. Tekne üzerindeki ağ örgüsü ve elemanların büyüme oranı istenilen y+ duvar fonksiyonuna uygun olarak belirlenmiştir. Ayrıca ağ örgüsü oluşturulurken su altı aracı formu üzerinde elemanlar sık, formdan uzaklaştıkça uygun oranda azalan bir ağ sistemi oluşturulmuştur.



Şekil 6. Hesaplama Hacmi Ağ Yapısı.

DARPA su altı aracı formunun direnç analizleri farklı hızlar için HAD yardımıyla ve ampirik yaklaşım ile hesaplanmıştır. HAD ile yapılan direnç hesaplamalarında yarım model kullanılmış ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. HAD hesaplamalarında k-ε türbülans modeli kullanılmış olup, analizler zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir

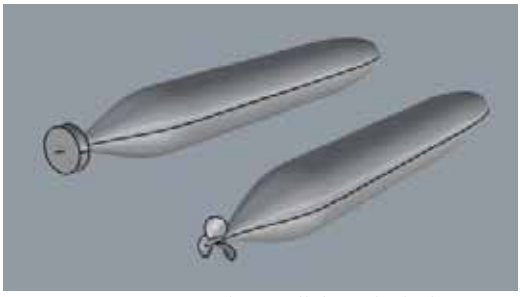
HAD yardımıyla yapılan hesaplamalarda Tablo 4'de verilen direnç sonuçları ($R_{T\text{-}HAD}$), deneysel sonuçlarla ($R_{T\text{-}DENEY}$) karşılaştırıldığında arasındaki farkın, mutlak olarak %1'in altında olması analizlerin güvenilirliğinin yüksek olduğunu göstermiştir. Ampirik yaklaşım ile elde edilen toplam direnç değerlerinin ($R_{T\text{-}AMPİRİK}$), deneysel sonuçlarla arasındaki bağıl fark miktarı HAD yöntemine göre daha yüksektir.

Tablo 4. DARPA SUBOFF Su Altı Formunun Direnç Sonuçları

V (m/s)	$R_{T\text{-}DENEY}$ (N)	$R_{T\text{-}HAD}$ (N)	Fark (HAD)	$R_{T\text{-}AMPİRİK}$	Fark (Ampirik)
3.046	87.4	87.32	%0.1	94.65	8.3%
5.144	242.2	241.18	%0.4	247.33	2.1%
6.091	332.9	330.96	%0.6	337.31	1.3%
7.161	451.5	449.46	%0.5	454.26	0.6%
8.231	576.9	572.66	%0.7	587.03	1.8%
9.255	697	696.15	%0.1	728.58	4.5%

4.3. DARPA SUBOFF Su Altı Aracının Sevk Performansının Tayini

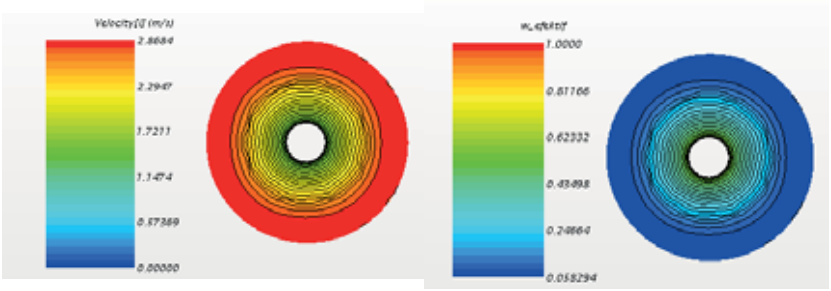
Direnç ve açık su hidrodinamik pervane performans tayini için yapılan HAD analizlerinin deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu belirlendikten sonra DARPA formunun sevk analizine geçilmiştir. HAD yardımıyla yapılan direnç analizlerinde yarım model olarak çözülen sualtı aracı formunun sevk tayini için uygun ağ yapısı örgüsünde tam modeli kullanılmıştır. Sevk performans tayini için Dönen Disk Teorisi yardımıyla DARPA formunun (x/L=0.987) pervane eksenine bir disk tanımlanmıştır [19].



Şekil 7. Pervane ve dönen disk yerleşimi

Bu disk yardımıyla pervanenin, formun direncini yendiği devir değeri bir hız değeri için (V_S=3.046 m/s) için hesaplanmıştır. Hesaplamalarda kullanılan dönen disk geometrisinin özellikleri (çap, göbek çapı, vb.) DTMB4119 model pervanesine uygun olarak alınmıştır. Şekil 7'de DTMB4119 pervanesi ve belirtilen özelliklere uygun disk bir arada gösterilmiştir.

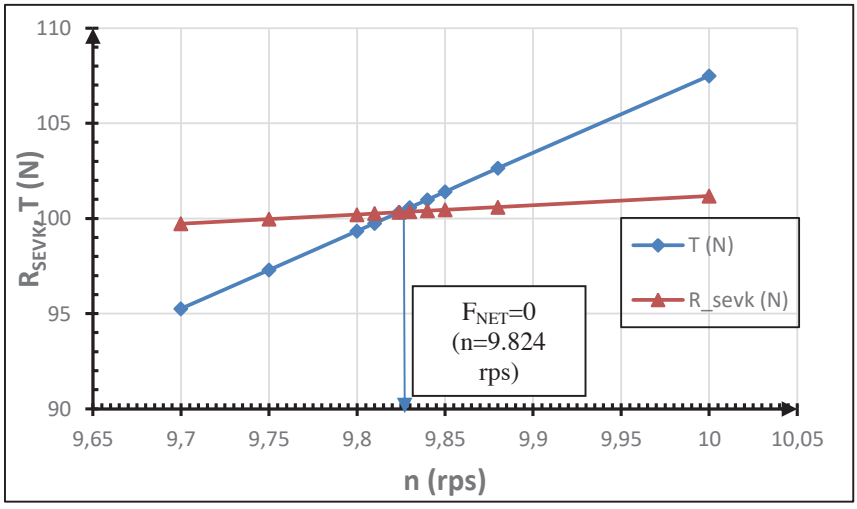
Dönen Disk Teorisi kullanılarak gerçekleştirilen sevk analizlerinde DTMB4119 model pervanesinin geometrik özellikleri ve açık su hidrodinamik sonuçları kullanılmıştır. Disk içerisinden geçen akım bir dirençle karşılaşmadığından viskoziteden kaynaklı sürtünme direnci ihmal edilmiştir. Böylelikle elde edilen itme ve tork değerleri için elde edilebilecek efektif iz katsayısı dağılımı pervane düzleminde gösterilmiştir. Şekil 9'da pervane ve denizaltı formu etrafındaki akım hatları resmi görülmektedir.



Şekil 8. Pervane Düzlemindeki Eksenel Hız ve Efektif İz Katsayısı Dağılımları

Şekil 9. Akım Hatları

Fr=0.46 değeri için itme (T) ve sevkli durumdaki direnç (R_{SEVK}) değerlerinin pervane devri ile değişim grafiği Şekil 10'da gösterilmiştir. Şekil 10'dan anlaşılacağı üzere n sayısındaki küçük değişimler elde edilen T değerini ciddi oranda değiştirmektedir. Fakat formun ve diskin birlikte oluşturduğu direnç değeri ise devirden ziyade hıza bağlı olduğundan ve belirtilen aralıkta hız değişimi az olduğundan dolayı direncin değişimi azdır. Dönen diske farklı devirler tanımlanarak yapılan sevk hesaplamalarında net kuvvetin sıfır olduğu devir değeri 9.824 rps olarak hesaplanmıştır.



Şekil 10. F_{NET} =0 yapan devrin belirlenmesi.

Bu devir için hesaplanan itme ve tork değerleri ITTC sevk prosedürü yardımıyla hesaplanarak bu hız için gerekli olan ana makine gücü hesaplanmıştır [21]. DARPA su altı formunun direnç ve sevk hesaplamaları yapıldıktan sonra Fr=0.46 değeri için su altı aracının sevk karakteristikleri Tablo 5'de verilmiştir. Tablo 5'de yer alan efektif iz katsayısı (w);

$$w = 1 - V_A/V_S \quad (25)$$

yardımıyla hesaplanabilir. Pervane düzlemine gelen ortalama hız (V_A) ise ilerleme katsayısı (J), devir (n) ve çap (D) yardımıyla aşağıdaki gibi

$$V_A = J.n.D \quad (26)$$

hesaplanmaktadır. t itme azalması değeridir. Bu değer,

$$t = 1 - R_{FORM}/T \quad (27)$$

ile hesaplanmaktadır. Tekne verimi (η_H) efektif gücün itme gücüne oranı olarak ifade edilir,

$$\eta_H = (1-t)/(1-w) \quad (28)$$

olarak hesaplanır. Bağıl dönme verimi (η_R) ise aynı devirdeki ve ilerleme hızındaki açık su tork değerinin (Q_0), gemi arkasındaki tork değerine (Q) oranı olarak ifade edilir ve

$$\eta_R = Q_0/Q \quad (29)$$

yardımıyla hesaplanır. V_A ilerleme hızında açık su pervanesinin verimi (η_0) ise

$$\eta_0 = T\,V_A/2.\pi.n.Q_0 \quad (30)$$

yardımıyla hesaplanır. Efektif güç (P_E), formun yedekte çekilebilmesi için gerekli olan güç değeri olup

$$P_E = R_{FORM}.V_S \quad (31)$$

olarak bulunur. Pervaneye teslim edilen güç (P_D) ise

$$P_D = P_E.\eta_D \text{ veya } P_D = 2.\pi.n.Q \quad (32)$$

kullanılarak bulunabilir.

Tablo 5. DARPA SUBOFF Formunun Sevk Karakteristikleri.

V_S (m/s)	V_A (m/s)	n (rps)	R_{FORM} (N)	R_{SEVK} (N)	T (N)	Q (Nm)	J
3.046	2.70	9.824	87.4	100.325	100.325	6.107	0.903
$w_{efektif}$	t	η_H	η_R	η_0	η_D	P_E (W)	P_D (W)
0.11	0.13	0.98	1.02	0.70	0.71	266.1	376.9

5. Değerlendirmeler

Sevk analizlerinde pervaneye gelen akım hızı hesaplanmış ve aynı ilerleme katsayısında olacak şekilde açık su pervane sonuçlarındaki itme değeriyle karşılaştırılmıştır. Sevk analizinde pervaneden elde edilen itme aynı ilerleme katsayında açık su pervane sonuçlarından elde edilen itme değerinden biraz fazla olarak bulunmuştur. Dönen disk teorisi gereği elde edilen itme değerinde sürtünme kayıpları ihmal edildiği için açık su itme değerine göre fazladır.

Bu çalışma kapsamında DARPA su altı aracının farklı hızlarındaki direnç değerleri hem HAD hem de ampirik yaklaşımlarla hesaplanmıştır. Sevk analizi için kullanılan pervane DTMB4119 model pervanesinin açık su değerleridir. Bu pervanenin açık su analizleri HAD yöntemiyle gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Sevk karakteristiğini belirlemek için yapılan çalışmada pervane itmesinin direnç değerini karşıladığı devir sayısı tespit edilmiştir.

Aynı zamanda HAD ile yapılan sevk çalışmalarında Dönen Disk Teorisini kullanmak hesaplama maliyeti ve zaman açısından daha avantajlıdır. Tekne arkasına pervane tanımlanarak yapılan Dönen Referans Düzlemi (MRF) ve Kayan Ağ yapısı (RBM) yöntemine göre hem eleman sayısından tasarruf edilir hem uygulaması basit bir yaklaşımdır. Böylelikle formun sevk karakteristikleri bu yöntem sayesinde daha kolay elde edilir. Fakat dönen disk teorisinde sürtünme kayıpları göz ardı edildiği için hesaplanan güç değerinin minimum olduğuna dikkat edilmelidir. İstenilen performans için sürtünme kayıpları dâhil edilerek ana makine seçimi yapılmalıdır. Dizayn aşamasında tekne sevk performansı açısından hızlı karar verme imkanı sağlayan dönen disk teoreminin, ilerleyen dizayn aşamalarında MRF, RBM yöntemleri ve model deneyi ile desteklenmesi önerilmektedir.

Teşekkür

Çalışma boyunca desteklerini ve yardımlarını esirgemeyen Dr. Ali Doğrul'a teşekkür ederiz.

Kaynakça

[1] Vaz G., Toxopeus S., and Holmes S., "Calculatıon of Manoeuvrıng Forces on Submarınes UsİNg Two Vıscous-Flow Solvers."

[2] Budak G. and Beji S., "Computational Resistance Analyses of a Generic Submarine Hull Form and Its Geometric Variants," *J. Ocean Technol.*, vol. 11, no. 2, 2016.

[3] N. Chase and P. M. Carrica, "Submarine propeller computations and application to self-propulsion of DARPA Suboff," *Ocean Eng.*, vol. 60, pp. 68–80, Mar. 2013.

[4] Moonesun M., Javadi M., Charmdooz P., and Mikhailovich K. U., "Evaluation of submarine model test in towing tank and comparison with CFD and experimental formulas for fully submerged resistance," *Indian J. Geo-Mar. Sci.*, vol. 42, no. 8, pp. 1049–1056, 2013.

[5] A. Gross, A. Kremheller, A. Kremheller†, and H.F. Fasel, "Simulation of Flow over Suboff Bare Hull Model," presented at the AIAA Aerospace Sciences Meeting, Orlando, Florida, 2011.

[6] Moonesuna M. and Korol Y. K., "Minimum immersion depth for eliminating free surface effect on submerged submarine resistance," *Turk. J. Eng. Sci. Technol.*, no. 1, pp. 36–46, 2015.

[7] Y. A. Çengel and J. M. Cimbalak, *Akışkanlar mekaniği: temelleri ve uygulamaları*. İzmir: Güven Bilimsel, 2008.

[8] D. C. Wilcox, "Formulation of the k-w Turbulence Model Revisited," *AIAA J.*, vol. 46, no. 11, pp. 2823–2838, 2008.

[9] D. C. Wilcox, *Turbulence modeling for CFD*. La Cãnada, CA: DCW Industries, Inc, 1993.

[10] M. O. L. Hansen, *Aerodynamics of wind turbines: rotors, loads and structure*, Repr. London: James & James, 2003.

[11] T. Burton, Ed., *Wind energy: handbook*. Chichester ; New York: J. Wiley, 2001.

[12] MIT, "Performance of Propellers." [Online]. Available: http://web.mit.edu/16.unified/www/SPRING/thermodynamics/notes/node86.html#SECTION06373000000000000000.

[13] J. E. Kerwin, J. B. Hadler, and J. R. Paulling, *Propulsion*. Jersey City, N.J: Society of Naval Architects and Marine Engineers, 2010.

[14] ITTC, "Report of Resistance Committee," presented at the Proceedings of 8th ITTC, Madrid, 1957.

[15] Sezen S., Dogrul A., and Bal S., "Investigation of Marine Propeller Noise for Steady and Transient Flow," presented at the GMT, 2016.

[16] Dogrul A., "Gemi Direnci ve Serbest Yüzey Deformasyonlarının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi," Doktora tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, 2015.

[17] ITTC, "Practical guidelines for ship CFD applications," presented at the Proceedings of 26th ITTC, 2011.

[18] "STAR-CCM+ Documentation." CD-adapco, 2015.

[19] Han-Lieh Liu and Thomas T. Huang, "Summary of DARPA SUBOFF experimental program data," CRDKNSWC/HD-1298-11, Jun. 1998.

[20] N.C. Groves, T.T. Huang, and M.S. Chang, "Geometric characteristics of DARPA SUBOFF models (DTRC Model Nos. 5470 and 5471)," DTRC/SHD-1298-01, 1998.

[21] ITTC, "Recommended Procedures and Guidelines-Testing and Extrapolation Methods Propulsion, Performance Propulsion Test," 7.5-02-03-01.1, 2002.

TIP VORTEX INDEX (TVI) TECHNIQUE FOR INBOARD PROPELLER NOISE ESTIMATION

Savas SEZEN[1], Ali DOGRUL[2], Sakir BAL[3]

ABSTRACT

Cavitating marine propeller is one of the most dominant noise sources in marine vessels. The aim of this study is to examine the cavitating propeller noise induced by tip vortices for twin screw passenger vessels. To determine the noise level inboard, tip vortex index (TVI) technique has been used. This technique is an approximate method based on numerical and experimental data. In this study, it is aimed to predict the underwater noise of a marine propeller by applying TVI technique. The hydrodynamic performance of cavitating propeller has been calculated by a potential flow code based on lifting surface method. The effect of cavitation number and propeller rotation speed on sound pressure level has been discussed.

Key Words: Acoustic, Lifting Surface Method, Underwater Noise, Tip Vortex Index

Nomenclature

Symbol	Description
$\vec{\upsilon}_\Gamma$	velocity vector by unit strength vortex element
$\vec{\upsilon}_Q$	velocity vector by unit strength source element
Q_B	line source for blade thickness source strength
Q_C	line source for cavity source strength
$\vec{n}_m$	unit vector normal
Γ	circulation
k_{tbl}	thrust coefficient per blade
k_{tip}	tip loading factor
Z	number of blades
σ	cavitation number
P_{atm}	atmospheric pressure
h	operating depth of the propeller
ρ	fluid density
g	gravitational acceleration
P_v	saturation pressure
n	propeller rotation speed
D	propeller diameter
dB	decibel
J	advance ratio

1 Yildiz Technical University, Faculty of Naval Architecture and Maritime, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, e-mail: ssezen@yildiz.edu.tr
2 Yildiz Technical University, Faculty of Naval Architecture and Maritime, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, e-mail: adogrul@yildiz.edu.tr
3 Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Sciences, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, e-mail: sbal@itu.edu.tr

1. Introduction

Underwater noise has become a growing concern in view of its significant effect on marine environment although underwater radiated noise is a main interest for submarines, naval vessels, fishing vessels and research vessels traditionally. Underwater radiated noise is mostly caused by shipping activities which masks the natural background noise and communication network between marine animals. International Maritime Organization (IMO) recently has investigated to reduce underwater noise from shipping activities.

Underwater radiated noise sources on marine vessels are mainly divided into three different categories: engine noise, flow noise and propeller noise [1]. To reduce the engine noise, isolation equipment can be applied and also engine foundation has to be resiliently mounted instead of rigidly mounted [2]. Ship hull design should also be proper to decrease the hydrodynamic noise which is caused by the flow. Marine propellers on the other hand, are one of the most important noise sources on marine vessels. Reducing the propeller noise is especially important for detection of vessel position and velocity. Due to this reason, not only hydrodynamic properties but also acoustic performance should also be taken into consideration for propeller design. Therefore, accurate calculation of the marine propeller noise is considerable subject in maritime industry.

Propeller noise can be mainly divided to two sub-categories: cavitation noise and non-cavitation noise. The cavitation is one of the main sources of underwater radiated noise. Cavitation noise is especially inevitable for high speed vessels. Because of sudden changes of cavitation phenomenon on propeller blades, cavitation noise prediction is a difficult task. Empirical calculations based on full or model-scale measurements and theoretical estimations can be applied. To predict the propeller cavitation noise, acoustic analogy methods are also used. As the first step of the analogy, the strength of noise source can be solved by numerical methods such as CFD (Computational Fluid Dynamics), LSM (Lifting Surface Method) and so on. The sound field is then calculated by the helping of Ffowcs-Williams Hawkings (FW-H) equation [3].

In the past, Seol et al. [4] have investigated non-cavitation and cavitation noise of propeller numerically. The non-cavitation noise has been predicted using time-domain acoustic analogy and boundary element method. Additionally, they have developed computational methods for the analysis of the propeller surface cavitation noise. The flow field has been analyzed with potential based panel method and then the time-dependent pressure datum has been used as the input for Ffowcs-Williams Hawkings formulation to estimate far field acoustics. Ekinci et al. [5] have investigated hydrodynamic features of model propeller and noise prediction has been made by empirical formulations which are improved for low frequency. Hydrodynamic characteristics of DTMB 4119 propeller and Seiun-Maru HSP propeller have been compared with both potential based LSM (Lifting Surface Method) and CFD code. Noise based on propeller blade sheet cavitation has been investigated with empirical formulations. In addition, this method has been applied under uniform and non-uniform flow conditions. Lidtke et al. [6] have investigated propeller noise which belongs to commercial vessel and cavitation has been modeled with Schnerr-Sauer model. For cavitation condition, time-dependent change in URANS model could not have been predicted totally and cavitation at the tip vortex area could not have been observed as well. Therefore, it has been stated that LES method is more suitable for observing cavitation. Salvatore and Ianniello [7] have studied on theoretical prediction of the acoustic pressure

field induced by marine propellers with a coupled hydrodynamics and hydroacoustic analysis based on boundary element method. The hydroacoustic FW-H model has been coupled with an inviscid-flow unsteady cavitation hydrodynamics calculation based on boundary element method. Numerical predictions of the propeller noise by using FW-H equation have been compared by a classical Bernoulli equation. Propeller noise has been predicted for non-uniform inflow conditions under non-cavitating and cavitating flows. Kim et al. [8] have developed a numerical method to predict propeller tonal noise whereas contributor of the broadband noise has been investigated experimentally. Propeller tonal noise has been calculated by taking into account of cavitation volume variation on propeller blades. Broadband noise calculations have been done in water tunnel and onboard measurements in the real ship. Tonal noise acoustic results have been validated in water tunnel experiments. The semi-empirical formula based on experimental results for tip vortex cavitation noise has been developed. Lafeber et al. [9] have investigated propeller cavitation noise via both computational and experimental methods. Three different propellers have been used for acoustic calculations. The unsteady flow around the propeller has been calculated by PROCAL method. ETV noise model based on TVI technique has been used for prediction of cavitating vortex noise. Matusiak and Brown's model has been calculated in terms of the sheet cavitation noise. Szantyr et al. [10] have studied on tip vortex cavitation. The main aim of the study is to develop a reliable method for numerical prediction of tip vortex cavitation. The calculations were based on both experiments and numerical calculations. The experimental study on tip vortex cavitation behind the hydrofoil has been done in a cavitation tunnel and flow around the hydrofoil has been calculated by particle image velocimetry (PIV) method. For numerical calculations, Fluent and CFX commercial CFD codes have been used. It was shown that experimental and numerical results have been in a good agreement with each other. Jeung-Hoon et al. [11] have studied on detecting the inception of tip vortex cavitation. Short-Time Fourier Transform (STFT) analysis and Envelope Modulation On Noise (DEMON) spectrum analysis have been applied to determine the tip vortex cavitation noise. The scope of the study was to compare the applicability to the detection of cavitation inception. Wijgaarden et al. [12] have studied the broadband inboard noise and vibration on passenger vessels between 20-70 Hz frequency ranges. Especially, hydroacoustic calculations involving tip vortex cavitation has been investigated both by sea trials and model experiments.

In this paper, it is aimed to carry out some calculations using an empirical method considering that the propeller noise is caused by the tip vortices of the propeller blades. An acoustic study has been performed for a twin screw passenger vessel. The propeller has been considered as the noise source and acoustic results have been carried out at three decks above propeller and aft perpendicular. DTMB 4119 propeller has been investigated by means of hydrodynamic performance via lifting surface method under cavitating condition. The results have been discussed depending on advance ratio and cavitation number using tip vortex index (TVI) technique.

2. Mathematical Model

2.1. Lifting Surface Method

A lifting surface method was applied to calculate the propulsive performance and induced velocities due to the propeller, similar to the one given [13, 14, 15, 16]. The lifting surface method (propeller analysis code) models the 3-dimensional unsteady cavitating flow around a propeller by representing the blade and wake as a discrete set of vortices and sources, which are conveniently located on the blade mean camber surface and wake surface. In particular, the 3 components of the discretization are as follows:
i) A vortex lattice on the blade mean camber surface and wake surface to represent the blade loading and trailing vorticity in the wake.
ii) A source lattice on the blade mean camber surface to represent blade thickness.
iii) A source lattice throughout the cavity extent to represent cavity thickness.
The sources representing blade thickness are line sources along the spanwise direction. The strengths of the line sources are given in terms of derivatives of the thickness in the chordwise direction and are independent of time. The unknown bound vortices on the blade and the unknown cavity sources are determined by applying the kinematic boundary condition and the dynamic boundary condition.
In this method, a discretized version of the kinematic boundary condition can be employed as:

$$\sum_{\Gamma} \Gamma \vec{\upsilon}_{\Gamma}.\vec{n}_m = -\vec{\upsilon}_{in}.\vec{n}_m - \sum_{Q_B} Q_B \vec{\upsilon}_Q.\vec{n}_m - \sum_{Q_C} Q_C \vec{\upsilon}_Q.\vec{n}_m \qquad (1)$$

where $\vec{\upsilon}_{\Gamma}$ the velocity vector is induced by each unit strength vortex element, $\vec{\upsilon}_Q$ is the velocity vector induced by each unit strength source element, and $\vec{n}_m$ is the unit vector normal to the mean camber line or trailing wake surface. Q_B and Q_C represent the magnitude of the line sources that model the blade thickness and cavity source strengths, respectively. The kinematic boundary condition must be satisfied at certain control points located on the blade mean camber surface. The kinematic boundary condition requires that the sum of the influences for all of the vortices' sources and the inflow normal to a particular control point on the blade is equal to zero. Another way to explain this is that the kinematic boundary condition requires the flow to be tangential to the surface. Other assumptions employed throughout the method include:
i) The cavity thickness varies linearly across panels in the chordwise direction and is piecewise constant across panels in the spanwise direction.
ii) There are no spanwise flow effects in the cavity closure condition.
iii) Viscous force is calculated by applying a uniform frictional drag coefficient, C_f , on the wetted regions of the blade.
The details of the method can be found in [13, 14, 16].

2.2. TVI Technique

Tip vortex index (TVI) technique has been developed by Det norske Veritas (DnV) in order to estimate inboard noise caused by marine propeller. The technique consists of several empirical formulations based on experimental studies. Experimental studies have been conducted for 15 ships including cruise liners and ferries. In this method, the propeller itself is considered as the source of transmitting the noise to the ship hull while the hull is the receiver of the pressure fluctuations [17].
TVI has been used to predict the inboard noise level in a location at three decks above the propeller and aft perpendicular. It is the non-dimensional factor expressing the pressure field from the tip vortices.

$$TVI = \left(k_{tbl}.k_{tip}\right)^2 Z^{0.5}/\sigma \tag{2}$$

This technique considers that the noise is caused by the tip vortices of the propeller blades in a cavitating condition. k_{tip} is for the relative tip loading factor. This factor is nearly constant for a wide range of speed in fixed pitch propellers while it is dependent on the pitch settings for controllable pitch propeller.
Here, Z is the blade number and σ is the cavitation number.

$$\sigma = \frac{P_{atm} + \rho g h - P_v}{0.5\rho\left(nD\right)^2} \tag{3}$$

Cavitation number is calculated by considering the operating depth of the propeller (h) is 5 meters while the saturation pressure (P_v) is taken as 2000.7 Pa. The propeller rotating speed (n) is derived from the non-dimensional cavitation number.

$$k_{tip} = \left(\Gamma_{tip}/k_{tbl}\right)/\left(\Gamma_{tip}/k_{tbl}\right)_{ref} \tag{4}$$

The circulation distribution on the propeller blades is significant in calculating the tip vortex index. Thrust force per blade is represented by k_{tbl} while Γ_{tip} is the circulation at the propeller blade. The optimum circulation distribution can be observed by taking k_{tip} as 1.

$$dB_{ref} = 20\log\left(TVI.n^2D^2\right) + 80 \tag{5}$$

It is assumed that the noise level is directly related to the sound pressure level at any selected position. Detailed information about TVI technique can be found in [17].

3. Results and Discussions

DTMB 4119 model propeller has been chosen for the investigation of flow and prediction of acoustical performance. Geometrical properties of the model propeller have been presented in Table 1. 3-D view of the DTMB 4119 model propeller has been shown Figure 1.

Table 1. DTMB 4119 main particulars

DTMB 4119 Model Propeller	
D (m)	0.3048
Z	3
Skew (^{o})	0
Rake (^{o})	0
Blade section	NACA66 a=0.8
Rotation direction	Right

Figure 1. 3-D model of DTMB 4119

The flow around the model propeller has been solved by lifting surface method. The code has been applied in order to predict the hydrodynamic performance of the propeller by means of circulation distribution per blade. Hydrodynamic results have been derived for different cavitation numbers and advance ratios. In Figure 2, the elements used are shown with wakes. In Figure 3, the cavity pattern on the blades is shown for J=0.23 and σ=2.0, σ=3.2

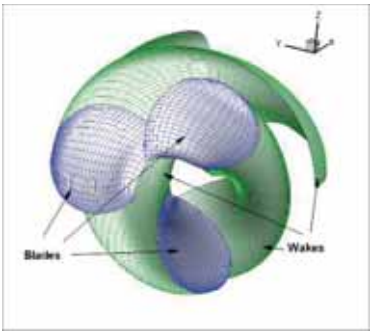


Figure 2. Perspective view of DTMB 4119 propeller blades and wakes

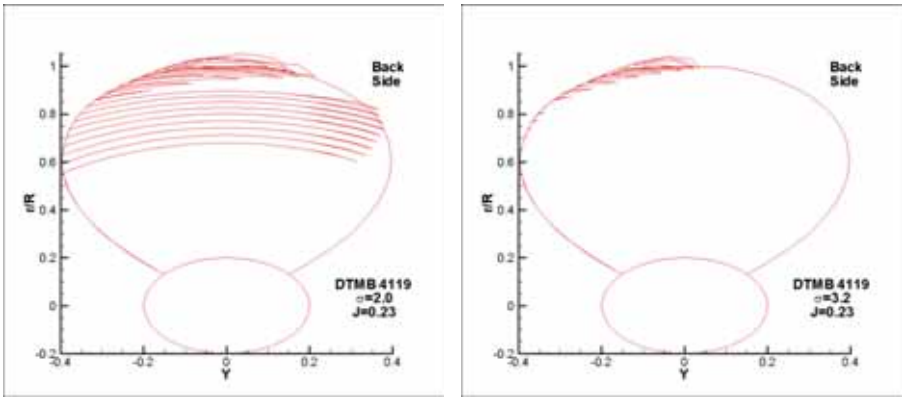


Figure 3. Comparison of cavity pattern of DTMB 4119 propeller

The circulation distribution on the propeller blade has been given in Figure 4 for different advance ratios.

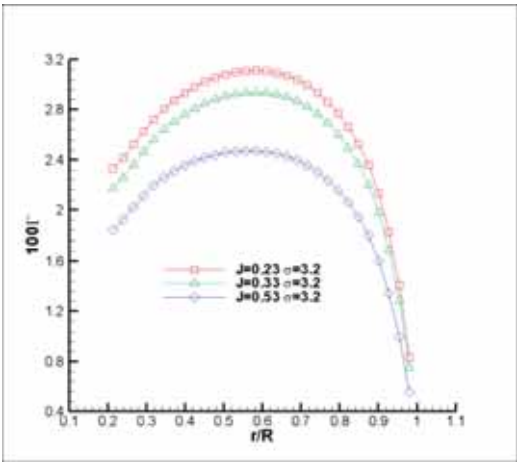


Figure 4. Circulation distributions on the blade

Figure 5 gives the performance characteristics of the model propeller DTMB 4119 at a constant cavitation number. The propeller performance has been observed in an operating range with high propulsive efficiency both in hydrodynamic and hydroacoustic manner.

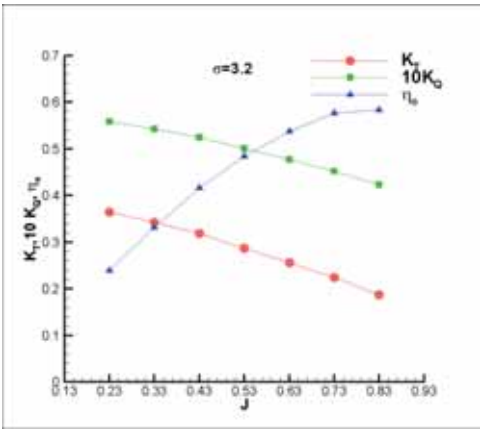


Figure 5. Hydrodynamic performance characteristics of DTMB 4119 at a constant cavitation number

Tip vortex has a significant effect on underwater propeller noise. The vorticity on the propeller blade tips trigger the noise level even inboard the ship [18, 19]. The tip loading factor is crucial in the calculation of TVI. This factor has been calculated by using the circulation on the tip and the maximum circulation of the blade as reference value. TVI has been used for the estimation of sound pressure level at the reference location inboard the ship.

For observing the effect of cavitation phenomenon on the propeller noise, TVI method has been used for different cavitation numbers at a constant advance ratio. The results have been presented in Figure 6. It is obvious that the sound pressure level decreases while the cavitation number increases. This is because the cavitation risk also decreases with an increase in the cavitation number.

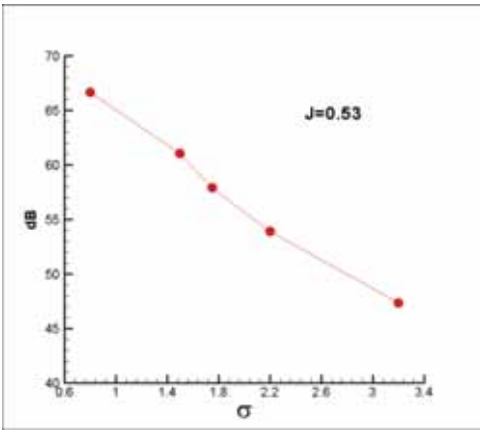


Figure 6. Sound pressure level distribution for different cavitation numbers at a constant advance ratio

Figure 7 shows the relation between the propeller rotation speed and the sound pressure level. The noise level has an increasing trend with the propeller rotation speed. This can be explained that the higher propeller rotation speed triggers the cavitation risk so the noise level. Figure 7 shows that the critical propeller rotation speed is approximately 60 rps. This means that after this critical point, some may not expect an increase in the noise level as also described in [20]. The main highlight of Figure 7 is that the sound pressure level increases with the cavitation number. Note that σ=3.2 is the critical cavitation number which means that cavitation occurs under σ=3.2.

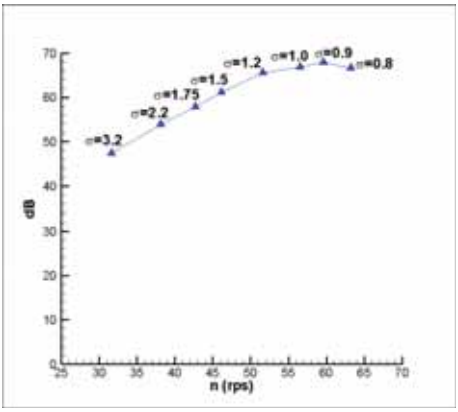


Figure 7. Sound pressure level distribution for different propeller rotation speeds

Figure 8 is given for the observation of effect of advance ratio on sound pressure level at a constant cavitation number. As can be seen in Figure 8, sound pressure level shows a decreasing behavior with the increase in advance ratio, as expected. This is because that the cavitation occurs only at J=0.23 while there is no cavitation behavior in the other advance ratios.

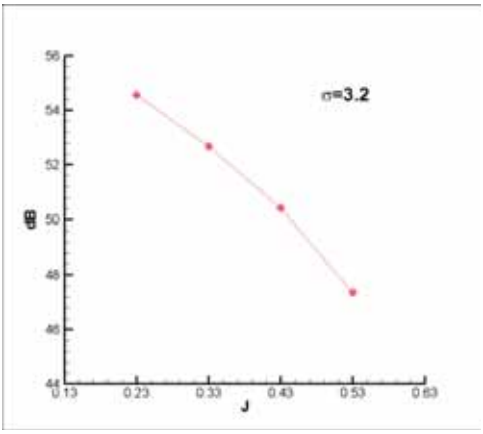


Figure 8. Sound pressure level distribution for different advance ratios at a constant cavitation number

Tip loading factor has been chosen as another parameter affecting the hydroacoustic performance empirically. As seen Table 2, three different operating conditions have been investigated via two different tip loading factors. k_{tip}=1 is the case which the propeller has the optimum circulation distribution.

Table 2. Sound pressure level results for different tip loading factors

σ	J	k_{tip}	dB
3.2	0.33	0.256	52.6
3.2	0.33	1.000	76.3
1.2	0.43	0.242	65.5
1.2	0.43	1.000	90.2
0.8	0.53	0.225	66.6
0.8	0.53	1.000	92.5

4. Conclusions

Two main arguments have been obtained in this study:

- Effect of tip loading factor has shown that hydrodynamically optimum propeller design may not have the optimum hydroacoustic performance.
- Under critical cavitation number, the cavitation phenomenon triggers the underwater noise. This means that the cavitation affects not only the hydrodynamic performance but also hydroacoustic performance.

References

[1] Carlton, J. S., ‘’Marine Propellers and Propulsion’’ Butterworth Heinemann, London.1994

[2] Wittekind, D.K., “A Simple Model for the Underwater Noise Source Level of Ships”, *Journal of Ship Production and Design*, Vol.30, No.1, pp. 7 -14, February, 2014

[3] Y. K. Zhang and Y. Xiong, “Numerical method for predicting ship propeller cavitation noise” in *Control Conference (CCC), 2011 30th Chinese*, 2011, pp. 5722–5726.

[4] Seol, H. and Lee, S. “Numerical Analysis of Underwater Propeller Noise” The 2002 International Congress and Exposition on Noise Control Engineering Dearborn, MI, USA. August 19-21, 2002

[5] Ekinci, S., Celik,F. and Guner, M.“A Practical Noise Prediction Method for Cavitating Marine Propellers.” Brodogradnja 61 (4): 359–66, 2010

[6] Lidtke, A.K., Humphrey, V.F. and Turnock, S.R. “Feasibility Study into a Computational Approach for Marine Propeller Noise and Cavitation Modelling.” Ocean Engineering. Accessed April 28. 2016

[7] Salvatore, F. and Ianniello, S., “Preliminary results on acoustic modelling of cavitating propellers,” *Comput. Mech.*, vol. 32, no. 4–6, pp. 291–300, Dec. 2003

[8] Kim, T., Jeon, J., Chu, S., Kim, S. and Joo, W., “Numerical and experimental prediction methods of cavitation noise radiated by underwater propellers", International Congress on Acoustics, Buenos Aires-5 to 9 September, 2016

[9] Lafeber, F.H., Bosschers, J. and Wijngaarden, E. van., “Computational and experimental prediction of propeller cavitation noise,” in OCEANS 2015 - Genova, 2015

[10] Szantyr, J.A., Flaszyński, P., Tesch, K., Suchecki, W. and Alabrudziński, S., “An Experimental and Numerical Study of Tip Vortex Cavitation,” *Pol. Marit. Res.*, vol. 18, no. 4, pp. 14–22, 2012.

[11] Jeung-Hoon, L., Jae-Moon, H., Hyung-Gil, P. and Jong-Soo, S.,“Application of signal processing techniques to the detection of tip vortex cavitation noise in marine propeller,” *J. Hydrodyn. Ser B*, vol. 25, no. 3, pp. 440–449, Jul. 2013

[12] Wijngaarden, E.v., Bosschers, J. and Kuiper, G., “Aspects of the Cavitating Propeller Tip Vortex as a Source of Inboard Noise and Vibration,” pp. 539–544, Jan. 2005

[13] Bal, S.,“Practical Technique for Improvement of Open Water Propeller Performance”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M, Journal of Engineering for the Maritime Environment, Vol. 225, Issue 4, pp: 375-386, 2011

[14] Bal, S. ‘’A Method for Optimum Cavitating Ship Propellers", Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, Vol. 35, pp:139-158, 2011

[15] Kerwin, J.E., “Hydrofoils and Propellers”, Lecture Notes, Department of Ocean Engineering, Massachusetts Institute of Technology, USA, January 2001

[16] Bal, S. Güner, M., ‘’Performance Analysis of Podded Propulsors’’, Ocean Engineering, Vol. 36, pp: 556-563, 2009

[17] Raestad, A.E. ‘’Tip Vortex Index-an engineering approach to propeller noise prediction’’, The Naval Architect, July/Aug 1996

[18] Sezen, S., “Numerical Investigation of Ship Propeller Hydro-acoustics Performance”, MSc Thesis, Istanbul Technical University, İstanbul, 2016

[19] Sezen, S., Dogrul, A. and Bal, S., “Investigation of Marine Propeller Noise for Steady and Transient Flow”, The Second International Conference on Global International on Innovation in Marine Technology and The Future of Maritime Transportation (GMC 2016), Bodrum, Turkey, 2016

[20] Ross, D. ‘’ Mechanics of Underwater Noise’’. January 1, 1976

DENİZDE KONFOR DEĞERLENDİRME METOTLARINA GENEL BİR BAKIŞ

Ferdi ÇAKICI[1] ve Ahmet Dursun ALKAN[2]

ÖZET

Gemilerin denizcilik performanslarını değerlendirmek için öncelikle uygun insan konforu metodolojilerinin seçilmesi gerekir. Bu metodolojiler geminin tipine ve görev tanımına göre çoğaltılabilir. Bu çalışmada, başlıca kullanılan metodolojiler tanıtılmış ve daha sonra bunların avantajları ve dezavantajları hakkında yorumlamalarda bulunulmuştur. Gemi hareketlerinin tahmini için kullanılan yöntemler üzerinde tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Denizcilik, İnsan Konforu, Gemi Hareketleri

1.Giriş

Teorik veya deneysel yollarla elde edilmiş gemi hareket cevapları her zaman bir ileri düzey değerlendirme yöntemine ihtiyaç duymuştur. Bu değerlendirme yöntemleri sırasıyla yaşanabilirlik, operasyon yapabilirlik, dalgalı denizde hız kesmeme ve hayatta kalabilirlik olarak dört ana başlıkta toplanabilir. Dalgalı denizde hız kesmeme olayı kısmen teknik kısmen ise gemi kaptanın elinde olan ve deniz durumu gemi hızı grafiği ile elde edilebilecek bir değerlendirme metodudur. Hayatta kalabilirlik ise genellikle gerek teorik hesaplama kısıtı nedeniyle gerekse denizde konfor alanının dışında kalması nedeniyle bu değerlendirmeye tabi tutulamaz. Dolayısıyla denizde insan konforunu incelemek için başlıca yaşanabilirlik ve operasyon yapabilirlik çalışmalarının yapılması gerekir.

Denizcilik hesaplarının yapılmasının ana sebebi deniz araçlarının seyir süresince karşılaşacağı deniz durumlarında güvenli ve konforlu operasyon yapmalarını sağlamak olduğu bilinir. Bir geminin bütünüyle bir sistem olarak incelenmesi ve herhangi bir kontrolcü olmadan karışık deniz durumunda mutlak düşey hareketlerini iyileştirmek o geminin boyutlarının doğru seçilmesiyle doğrudan ilgilidir. Gemi hareketlerinde elde edilen hareket genliklerinin düşürülmesinin en iyi yolunun deplasman değerini arttırmak olduğu yıllardan beri bilinen bir gerçektir. Hatta geminin tipine göre gerçekleştireceği görev için hangi deniz durumunda kaç tonluk bir deplasmana sahip olması gerektiği kabaca tahmin edilebilir. Geminin denizcilik performansını belirlemek için o geminin görevinin iyi tanımlanmış olması gerekir; eğer gemi bir yolcu gemisi ise gemi görevinin operasyonel kabiliyete dönüşmesi için insanları deniz tutması üzerinde çalışılması gerekir. Bir balıkçı gemisi içinse asıl problem o deniz durumunda mürettabatın ağ atıp atamayacağıdır.

Bu tarz konularla ilgili çeşitli bilimsel kriterler bulunmaktadır. Bu kriterlerden mutlak düşey ivmelenme kriterleri gibi bazı kriterler standartlaştırılarak ISO kriterine dönüştürülmüştür.

1 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 383 28 48, e-posta: fcakici@yildiz.edu.tr

2 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 383 28 49, e-posta: alkanad@yildiz.edu.tr

2. Denizcilik Performans Tahmini

Bir geminin karışık deniz durumundaki hareketlerini tahmini istatikseldir. Denizcilik hesaplamalarında mihenk taşı olarak kabul edilen ilk çalışmalardan biri 1957 yılında Manley St. Denis ve Pierson'un önderliğinde yapılan çalışmadır. Sunulan yeni metotla düzenli dalgalardan karışık denize geçmek süperpozisyon ilkesi ile mümkün olmuştur[1]. Bu iki araştırmacının sunduğu istatistiğe dayalı spektral metot devrim niteliğinde olup karışık denizin lineerleştirilmesini sağlamıştır. Rasgele proses teorisi olarak bilinen bu teorinin iki adet temel varsayımı bulunmaktadır:

- Deniz yüzeyi ölçümsel olarak normal dağılıma sahiptir.
- Dalga genliği ile gemi hareketleri arasında doğrusal bir ilişki vardır.

İlk varsayım gemi haraketlerinin olasılık dağılım fonksiyonu olarak ifade edilmesine izin verir. Bu yolla varyans ve RMS (Kareköklerinin ortalaması) değerleri elde edilebilir. İkinci varsayım ise geminin düzenli dalgalardaki elde edilen transfer fonksiyonlarının verilen dalga spektrumu ile süperpoze edilmesine imkan verir. Manley St. Denis ve Pierson'un önerdiği süperpozisyon metodunda kullanılan transfer fonksiyonu deneysel ve nümerik (Dilim teorisi, HAD vs.) olarak elde edilebilir. Dilim teorisi gibi potensiyel yöntemler saniyeler içinde transfer fonksiyonunu hesaplayabilmektedir. Tam anlamıyla denizcilik performansını elde edebilmek için gerekli olan kalemler aşağıda sıralanmıştır. Bunlar:

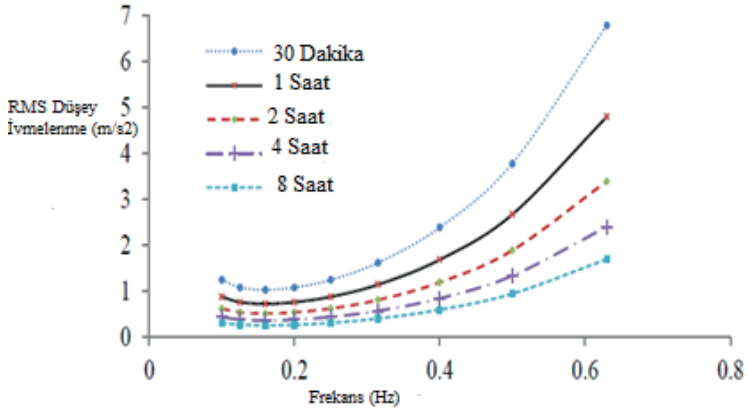
- Düzenli dalgalar içinde geminin cevabı (Transfer Fonksiyonları)
- Deniz Durumları (Dalga Spektrumları)
- Gemi Hızı ve Rotaları
- Kabul görmüş denzicilik kriteri

Geminin düzenli dalgalar içindeki gemi hareketlerinin tahminin en hızlı şekilde yapan teori dilim teorisidir. Salvesen ve diğerleri Frank veya Tasai'nin elde ettiği iki boyutlu (2-D) hidrodinamik katsayıları kullanarak, geliştirdikleri dilim teorisi yardımı ile bir gemi formu için hareketleri elde etmişlerdir[2]. Bu çalışma denizcilik hesaplamaları açısından en önemli gelişmelerden biridir. Gemi formu bilindiği takdirde gemi kesitlere bölünerek her bir kesit için hidrodinamik katsayılar, Froude-Krylov ve Difraksiyon kuvvet/momentleri hesaplanır. Gemiye gönderilen birim genlikli dalga için verilen karşılaşma frekasında transfer fonksiyonu elde edilir. Böylece geminin düzenli dalgalardaki davranışları belirlenmiş olur. St. Denis ve Pierson tarafından önerilen süperpozisyon ilkesiyle de istenilen hareket istenilen deniz durumunda istatiksel olarak ifade edilmiş olur.

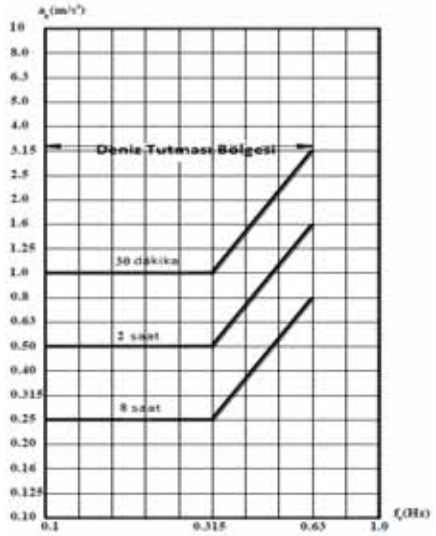
3. İnsan Konforu Belirleme Metodojileri

Bu çalışmada karışık denizdeki hareketlerin insan konforu üzerindeki etkilerini araştırmak üzere yapılan bilimsel çalışmalar sunulmuştur. Gemi Hareketlerinin insan üzerindeki etkilerini keşfetmek amacı ile ilk yapılan çalışmalar O'Hanlon ve McCauley'in çalışamasıdır [3]. Bu çalışma deneyseldir ve ABD ordusu desteği ile kalabalık bir grup gönüllü öğrencinin katılımı ile yapılmıştır. Bu çalışmada hareket frekansları, şiddetleri ve harekete maruz kalınan süre baz alınarak bir takım grafikler elde edilmiştir ve harekete farklı maruz kalma sürelerine göre hesaplanmış olan deniz tutması bölgesi Şekil 1'de gösterilmiştir. Daha sonra ISO (1985) bu grafikleri Şekil 2'de gösterildiği gibi lineer hale getirerek daha kullanışlı

kılmıştır[4,5]. Bu temel çalışma insan vucudu için en yorucu ve deniz tutmasına sebep olan hareketin düşey ivme olduğunu göstermiştir. Lawther ve Griffin benzer çalışmaları İngiliz Kanalında operasyon yapan arabalı feribotlar için yapmışlar ve benzer sonuçları elde etmişlerdir[6]. Bahsedilen çalışmada aynı zamanda baş-kıç vurma ve yalpa hareketlerinin tek başına deniz tutması üretmediği fakat dalıp-çıkma hareketi ile birleştiği zaman tehlikeli olacağını raporlamışlardır[9].

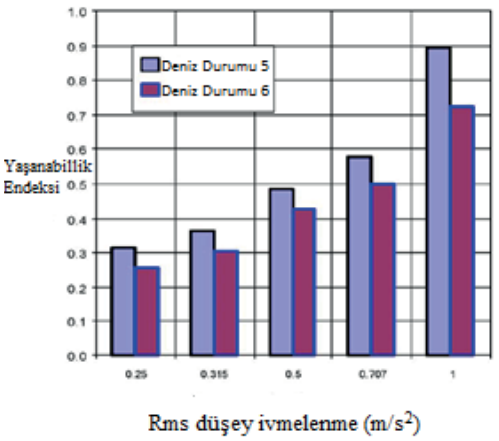


Şekil 1. Farklı Maruz Kalma Sürelerine Göre Hesaplanmış Deniz Tutması Bölgesi [3]



Şekil 2. ISO Tarafından önerilen doğrusallaştırılmış Deniz Tutması Bölgesi [4,5]

Kriter seçiminin denizcilik performansı üzerindeki etkisini vurgulamak üzere Sarıöz ve Narlı makale yayımlamıştır. 50 metre boyunda seçilen motor bot için denizcilik analizleri dilim teorisi yardımı ile deniz durumu 5 ve 6 için yapılmış ve çalışmalarında seçilen denizcilik kriterinin yaşanabilirlik endekslerini doğrudan etkilediğini Şekil 3' te yer alan grafik yardımı ile ortaya konmuştur.



Şekil 3. Farklı Deniz Durumları ve Farklı Önerilen Kriterler İçin Yaşanabilirlik Endeksi [7]

Bu çalışmada geminin karşılacağı rotalar eş ağırlıklı olarak değerlendirilmiştir. Bir başka deyişle geminin dalgaları baştan veya kıç omuzluktan alma ihtimalleri aynı ağırlıklandırılmıştır[7]. Yaşanabilirlik endeksi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir.

$$HI = \frac{1}{2\pi V_0} \int_0^{2\pi} V_{lim}(H_{1/3}, T_m, \mu) d\mu \quad (1)$$

Burada HI, yaşanabilirlik endeksini, V_{lim}, kriteri limitleyen hız değerini, μ, rotayı, Tm, modal dalga periyodunu, $H_{1/3}$ ise karakteristik dalga yüksekliğini ifade eder.

Yakın literetürde yer alan bir diğer çalışmada Tezdoğan ve diğerleri yüksek hızlı bir yolcu gemisi için benzer presedürü uygulamış fakat hareketleri elde ederken dilim teorisi başta olmak üzere 3 farklı teori ile gemi hareketlerini hesaplamışlardır [8]. Çalışmalarında deniz durumu ile ilişkili olarak MSI ve MII (Deniz Tutması Olayı ve İş Bırakma Olayı) arasındaki ilişkiyi verilen gemi formu için grafiksel olarak ortaya koymuşlardır. Deniz Tutması olayı yüzde olarak aşağıdaki gibi ifade edilir.

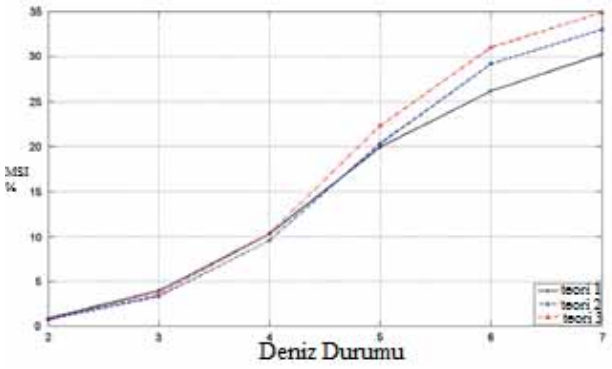
$$MSI[\%] = 100 \times \left[0.5 + erf \left\{ \frac{log\left(|a_v| / g\right) - \mu_{MSI}}{0.4} \right\} \right] \quad (2)$$

$$\mu_{MSI} = -0.819 + 2.32 \times \left(log\omega_e\right)^2 \tag{3}$$

Denklemlerde yer alan hata fonksiyonu aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\text{erf}\left(x\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \times \int_0^x \exp\left(\frac{-z^2}{2}\right) dz \tag{4}$$

Burada a_v RMS düşey ivmelenme ω_e ise ivmelenme spektrumundaki sıfırı geçme frekansıdır. Aynı zamanda operasyon yapılabilirlik endeksleri yıl içindeki farklı mevsimler için yaptıkları analizlerle ortaya koymuşlarıdır. Kullanılan 3 farklı teoriden dalıp- çıkma ve baş-kıç vurma hareketleri için en uygun teorinin geleneksel dilim teorisi olduğu belirtilmiştir.



Şekil 4. Değişen deniz durumları için 3 farklı teori ile hesaplanmış MSI değerler [8]

Scamardella ve Piscopo 2014 yılında yayınladıkları çalışmada yeni bir endeks literatüre kazandırmışlardır. OMSI (Overall Motion Sickness Incident) olarak literatüre geçen bu konfor hesaplama yönetimine göre güvertedeki her bir noktadaki MSI değeri hesaplanıp toplam güverte alanına bölünerek OMSI değeri elde edilmektedir[9].

$$\text{OMSI}_{(H_{1/3},T_z)_{j,\mu_k}} = \frac{\int_{A_{deck}} MSI_{(H_{1/3},T_z)_{j,\mu_k},(x,y,z_{deck})} \, dA}{A_{deck}} \tag{5}$$

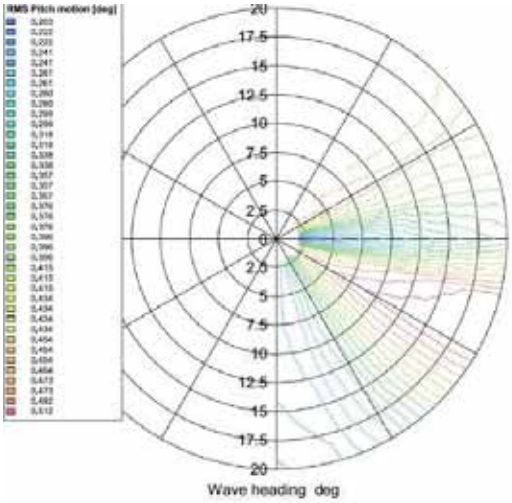
Yolcuların güverte üzerinde homojen olarak dağıldığı kabulüyle yukarıdaki denklemde yer alan ve süreklilik yaratan integral aşağıdaki şekilde ayrık forma dönüştürülür:

$$\text{OMSI}_{(H_{1/3},T_z)_{j,\mu_k}} = \frac{1}{N_C} \sum_{i=1}^{N_c} MSI_{(H_{1/3},T_z)_{j,\mu_k},(x,y,z_{deck})_i} \tag{6}$$

Son olarak, deniz şiddetlerinin ve karşılaşma rotalarını eş değer olarak kabul etmeyip onları ağırlıklandırarak önerdikleri yeni endeksin son hali aşağıdaki gibi olmuştur.

$$\text{OMSI} = \frac{1}{N_C}\sum_{j=1}^{Ns} p_j \sum_{k=1}^{N\mu} p_\mu \sum_{i=1}^{N_c} OMSI_{(H_{1/3},T_z)_{j,\mu_k}} \tag{7}$$

Bu önerilen yeni konfor hesaplama algoritması ile deniz şiddetleri ve geminin dalgalarla karşılaşma açıları olasılık olarak belirtilmiş ve ağırlıklandırılmıştır. Şekil 5'te değişik hız ve rota kombinasyonlarında elde edilen rms baş-kıç vurma kontorları gösterilmiştir.



Şekil 5. Değişik Hız ve Rota Kombinasyonlarında Elde Edilen RMS Baş-Kıç Vurma Kontorları [9]

Son olarak Scamardella ve Piscopo yeni bir metot önerdikleri çalışmalarında OMSI açısından en iyi olan gemi formunu verilen ana gemi formu üzerinden parametrik modelleme sayesinde elde etmişler ve o forma ait olan denizcilik hesaplamalarını göstermişlerdir.

4. Sonuçlar

Bu çalışmada gemi hareketlerinin insan üzerindeki etkilerini keşfetmek amacı ile ilk yapılan çalışmalardan başlayarak günümüzde uygulanan modern yöntemlere yer verilmiştir.
Vurgulanması gereken ilk önemli sonuç konfor hesaplamalarında geminin düzenli dalgalardaki düşey cevabını hesaplamak için en azından günümüzdeki bilgisayar güçleri ile potansiyel dilim teorisinin kullanılmasının zaruri olmasıdır. Bunun sebebi bütün bir denizcilik analizi farklı hızlarda ve rotalarda gerçekleşeceği için en hızlı ve en güvenilir cevap veren teorinin potansiyel dilim teorisi olduğu aşikardır. Gemi hareketleri cevabı farklı teorilerle de hesaplanabilir. Günümüzde en yaygın olarak kullanılan sayısal yöntem Zamana Bağlı Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (URANS) denklemlerini çözebilen sonlu hacimler yöntemi ile hesaplamaların yapılmasıdır. Fakat konfor çalışmalarında analiz sayısı yüzlerle ifade edildiği için bu tarz bir analiz yöntemi 'şimdilik' fazlasıyla maliyetlidir. Bunun nedeni viskoz teori ile ifade edilen yönetici denklemlerin ayrıklaştırılıp çözülmesinin süper

bilgisayarlarla bile günler alacağıdır. Potansiyel teoride ise hesaplamalar sadece saniyeler sürmektedir ve düşey hareketler için doğrulukları çoğunlukla valide edilmiştir.

Üzerinde durulması gereken bir diğer konu ise hangi konfor metodojisinin daha uygun olacağıdır. Bu sorunun cevabı Scamardella ve Piscopo tarafından literetüre kazandırılan metottan önce yaşanabilirlik indeksinin daha güvenli olacağı ve dolayısıyla daha verimli bir yöntem olacağı idi. Çünkü yaşanabilirlik indeksi belirli bir deniz sahası için analiz yapıldığında geminin sahip olabileceği bütün hızları ve geminin karşılaşacağı bütün rotaları kapsıyordu. Scamardella ve Piscopo tarafından literütüre kazandırılan yeni yöntemle bir geminin operasyonu boyunca karşılaşacağı rotaların eş değer olmayacağı ve ağırlıklandırılması gerektiği vurgulanmış ve daha gerçekçi sonuçlar vereceği ön görülmüştür.

Sonuç olarak yapılacak öneri; gelecekte geliştirilecek konfor hesaplama metodu geminin bütün hızlarını, karşılaşma rotalarını, karşılaşacağı deniz durumlarını ve geminin değişik konumlarını ağırlıklandırılmış yüzdeler olarak hesaba katmalıdır. Daha gerçekçi bir mükayese için bir gemi formu için tek bir denizcilik endeks değeri elde edilmelidir.

5. Kaynaklar

[1] St Denis M. ve Pierson,W. 1957. On the motions of ships in confused seas. Trans .Soc. Nav. Archit.Mar.Eng. 61, 280-354

[2] Salvesen N., Tuck, O. ve Faltinsen, O. 1970. "Ship Motions and Sea Loads" The Society of Naval Architects and Marine Engineers.

[3] O'Hanlon J.F. ve McCauley M.E. 1974. Motion Sickness Incidence as a function of acceleration of vertical sinusoidal motion, Aerospace Medicine, 45, 366-369.

[4] ISO. 1997. Mechanical Vibration and Shock Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration-Part 1: General Requirements.

[5] ISO. 1985. Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration-Part 3: Evaluation of Whole-body z-axis. Vertical Vibration in the Frequency Range 0.1 to 0.63 Hz.

[6] Lawther A. ve Griffin M.J. 1998. Motion sickness and motion characteristics of vessels at sea. Ergonomics31,10.

[7] Sarioz K. ve Narli E. 2004. "Effect of Criterion on Seakeeping Performance Assessment" Ocean Engineering 32, (2005) 1161–1173

[8] Tezdogan T., Incecik A. ve Turan O. 2014 "Operability assessment of high speed passenger ships based on human comfort criteria" Ocean Engineering Vol.89 32-52

[9] Scamardella A. ve Piscopo V. 2014. "Passenger ship seakeeping optimization by the Overall Motion Sickness Incidence" Ocean Engineering Vol.76, 86-97

SAYISAL AKIŞKANLAR DİNAMİĞİNDE YÜKSEK BAŞARIMLI HESAPLAMA: 3 BOYUTLU KAPAK ETKİLİ HÜCRE İÇİ AKIŞI

Ahmet YURTSEVEN[1] , Taner ÇOŞGUN[2] ve Nurten VARDAR[3]

ÖZET

Bilgisayar teknolojisindeki hızlı gelişmelere paralel olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemlerinin çözümü için kullanılan bilgisayar kapasitesi de artmaktadır. Bu artış büyük ölçekli akışkanlar mekaniği problemlerinin paralel hesaplama uygulamaları kullanılarak daha hızlı biçimde çözülmesini mümkün hale getirmiştir. Profesyonel ölçekte bu tip çözücü alt yapıların kurulumu yüksek maliyetler içermektedir. Bunun yanında, sayısal problem çözümlerine çok sayıda bilgisayar işlemci çekirdeğinin hesaplama işlemine katılması, çözüm süresinin düşürülmesinde istenilen hızlanmayı her zaman sağlamamaktadır. İstenilen performansa ulaşılabilmesi ancak bilgisayar alt yapısının doğru şekilde kurgulanmasıyla mümkündür. Bu çalışmada yüksek maliyetli sistemlere alternatif olarak kullanıcıların kendi imkanlarıyla oluşturabilecekleri beowulf tipi bir çözücü alt yapısı geliştirilmiştir. Çalışmada ayrıca, 3 boyutlu kapak etkili hücre içi akış probleminin çözümünde kurulan çok çekirdekli hesaplama sistemi kullanılarak, artan çekirdek sayısına bağlı çözüm performansı incelenmiş, çözücü alt yapılarının en uygun kullanımına yönelik öneriler sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, kapak etkili hücre akışı, sayısal analiz, yüksek performanslı küme bilgisayar, Beowulf kümelenmesi, Paralel hesaplama

1.Giriş

Son yıllardaki teknolojik gelişimler ve özellikle bilgisayar teknolojisindeki ilerleme ile birlikte, önceki yıllarda çözümü mümkün olmayan bir çok problemi çözülebilir hale getirmiştir. Güçlü kabiliyetlere sahip bilgisayarlar, çok çekirdekli akıllı telefonlar ya da tabletler gündelik kullanım standartlarına girmiştir. Bugünün kişisel bilgisayarları geçmişin süper bilgisayarlarından çok daha güçlü ve performanslı bir hal almıştır. Bilgisayar donanımlarındaki hızlı gelişmeler, hesaplama için kullanılan alt yapı ve enerji maliyetlerine de yansımış, daha verimli bilgisayarlar daha ucuza üretilebildiğinden dolayı hesaplama maliyetleri de hızla azalmıştır. Bilgisayar teknolojilerindeki bu gelişmeler bilim insanları tarafından da aynı hızla benimsenmiştir. Özellikle sayısal problem çözümlerinde çok çekirdekli bilgisayar kullanımı hızla artmaktadır.

Çok çekirdekli işlemcilerin keşfiyle birlikte ilk yıllarda çekirdekler arasında iletişim iç iletişim ile sağlanırken, son yıllarda ağ teknolojilerindeki gelişmeler sayesinde bağımsız bilgisayarlar arası verinin kayıpsız transferi mümkün hale gelmiştir [1].

Özellikle mühendislik dallarında kullanılan sayısal çözüm algoritmaları yüksek performanslı bilgisayar kümelerinde hızlı ve stabil olarak çalıştırılabilmektedir. Birlikte

1 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 383 29 80, e-posta: ahmety@yildiz.edu.tr
2 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 383 29 80, e-posta: tcosgun@yildiz.edu.tr
3 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 383 29 80, e-posta: vardar@yildiz.edu.tr

aynı ağ üzerinde çalışan bilgisayar kümelerinde çalışan algoritmalar, aynı iş yükünü her bir bilgisayardaki işlemci çekirdeklerine bölerek, aynı anda hesap yapacak şekilde oluşturulabilmektedir. Bu tarz hesaplama yöntemine "Paralel hesaplama" ismi verilir. Paralel hesaplama yaptırılan bilgisayar kümelenmeleri kısaca HPC (High-Performance Cluster) olarak isimlendirilir. Ağ üzerindeki ortak çalışma imkanı, bilgisayarların kendi aralarında oluşturulacak bir iletişim arayüzü sayesinde sağlanmaktadır. HPC sistem modelleri genellikle iş akışını yöneten bir ana bilgisayar ile çözüme katılan çözücü işlemci çekirdeklerini içeren çözüm bilgisayarlarından oluşmaktadır. Bununla birlikte birbirleriyle sürekli iletişim halinde olabilen bilgisayar kümelerinde ortak çalışabilecek program algoritmaları da geliştirmeye başlanmıştır.

Geçmişte paralel hesaplama yapabilmek için yüksek maliyetli donanımlara ve bu donanımlar arasında iş akışını sağlayacak yazılımlara ihtiyaç duyulmaktaydı. 1980'lerin sonlarında iş istasyonlarını birbirlerine bir ağ ile bağlayarak iş istasyonu kümeleri kurulmaya başlanmıştır [2]. Ülkemizde de farklı üniversitelerde yüksek başarımlı hesaplama merkezleri bulunmaktadır. Yüksek başarımlı hesaplama merkezlerine göre daha düşük maliyetlere kurulabilen "Beowulf" sistemleri son yıllarda yaygınlaşmaya başlamıştır [3].

HPC sistemlerinde, bu sistemler için özel olarak dizayn edilmiş donanım elemanları kullanılarak hesaplama sistemi oluşturulur. Beowulf tipi çözücülerde ise gündelik kullanım için dizayn edilmiş kişisel bilgisayarlar paralel biçimde birarada çalıştırılarak yüksek çözüm kabiliyetine sahip sistemler, çok daha düşük maliyetle oluşturulabilmektedir. Bu sayede, gerekli çözüm altyapısına sahip olmayan kurum ya da kullanıcılar için düşük maliyetli bir çözücü alternatifi oluşturmaktadır. HPC sistemlerine erişim imkanı olmayan kulanıcılar çözüm alt yapısı için genellikle kişisel bilgisayarlara göre daha yüksek hesaplama kabiliyetine sahip iş istasyonlarını kullanmaktadır. Ancak iş istasyonu sistemlerinde çözüm kabiliyeti arttıkça sistem maliyeti de oldukça yükselmektedir.

HPC kümelenmelerinde mühendislik problemlerinde sık kullanılan sonlu hacimler ve sonlu elemanlar metotları ile çalışan çözücüler çalıştırılmaktadır. Özellikle katı mekaniği ve akışkanlar mekaniği problemlerinin çözümünde kullanılan sayısal algoritmalar, büyük ölçekli problemleri çözebilmek için HPC kümelenmelerine ihtiyaç duymaktadır.

Günümüzde artık yüksek çözüm kabiliyetine sahip bilgisayarlar çok daha erişilebilir hale gelmiştir. Ancak, bilgisayar kapasitelerindeki artış ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemlerinin çözüm sürelerindeki azalma her zaman lineer olmamaktadır. Bu çalışmanın bir amacı da, çok çekirdekli çözücülerin hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemlerinin çözüm süreleri ile ilişkisini araştırmaktır.

Bunun için literatürde test problemi olarak kullanılmasının yanı sıra ısıtma, soğutma, yağlama, karıştırma, kaplama ve kurutma gibi bir çok mühendislik probleminde de uygulama alanı olan kapak etkili hücre içi akış (lid-driven cavity) problemi modellenmiş ve çözülmüştür.

Kapak etkili hücre içi akış problemi bir çok araştırmacı tarafından ele alınmış ve sonuçları yayınlanmıştır. Örneğin; Koseff ve Street [4] değişik Reynolds sayılarında 3 boyutlu kapak etkili hücre içindeki girdap oluşumlarını incelemiştir. Koseff ve Street [5, 6] diğer çalışmalarında akıma dik duvarda kayma ve basınç kuvvetlerinin dönüş akımında rol aldığını ve bunların sonucunda akım arkasında ikincil girdabın oluştuğunu ortaya çıkarmıştır. Diğer önemli bir sayısal çalışma Freitas ve ark. [7] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada 3 boyutlu laminer kapak etkili hücre içi akış modeli geliştirmiş ve hücre içinde

oluşan Taylor-Görtler-like girdaplarını incelemiştir. Prasad ve Koseff [8] boy/genişlik oranı ile Reynolds sayısının hücre içindeki girdap oluşumuna etkisini araştırmıştır. Iwatsu ve Hyun [9] ile Sheu [10] hücre içindeki akışı sayısal olarak incelemiş ve sonuçlarını yayınlamışlardır. Bu alanda diğer bir çalışma Chicheportiche [11] tarafından yapılmış olup bu çalışmada kapak etkili hücre içi akış DNS (Direct Numerical Simulation) metodu ile ortaya konmuştur.
Bu çalışmaya konu olan kapak etkili hücre içindeki türbülanslı akış problemi, yazarlar tarafından kurulmuş olan Beowulf tipi hesaplama sisteminde (Beowulf kümelenmesinde), IBM MPI kütüphaneleri kullanılarak çözümlenmiştir. Beowulf kümelenmelerinin kurulum aşamaları da çalışma içerisinde özetlenmiştir.
Çalışmada kapak etkili hücre içi akış test problemi olarak alınmış, yapılan sayısal çözümleme sonuçları literatürde bulunan sonuçlarla karşılaştırıldıktan sonra hücre içindeki akım ile ilgili bilgiler elde edilmiştir. Daha sonra aynı problem beowulf tipi hesaplama sistemi kullanılarak farklı çekirdek sayılarında çözülmüş ve çözüm süreleri kıyaslanmıştır.

2.1. Beowulf tipi hesaplama sistemi ve kurulum

Genel olarak HPC teknolojisinde 2 temel model vardır. Bunlar Beowulf kümelenmeleri ve iş istasyonu kümelenmeleridir [12]. Beowulf ve iş istasyonu kümelenmeleri arasındaki temel fark çözüm bilgisayarlarında hard disk olup olmayışıdır [13]. Beowulf kümelenmelerinde çözücü bilgisayarlarda hard disk bulunmaz. Bu durum çözücü makinelerin çalışabilir olması için ortak dosya sistemine sahip olmalarını gerektirir. Bu nedenle de ana makinede aşırı veri trafiği oluşur. İş istasyonu kümelenmelerinde ise her bir çözücü makina bağımsız hard diskler içermektedir. Bu da makinelerin bağımsız çalışmaları için ana makineye ihtiyaç duymamalarını böylelikle de ağ da aşırı trafik oluşturmamalarını sağlamaktadır.

Çözüm için Linux işletim sistemi ile çalışan 80 çekirdekli bir "Beowulf" kümelenmesi inşa edilmiştir. Kullanılan tüm makineler gündelik kullanıma uygun olarak üretilen kişisel bilgisayarlardır. Küme elemanı her bir çözücü bilgisayar Intel I5 3.2 Ghz 4 çekirdekli işlemci ve 12 GB DDR3 Ram içermektedir. Ana makina ise yine Intel I5 serisi 4 çekirdekli 3.2 Ghz işlemci ve 32 GB DDR3 Ram ihtiva etmektedir. Her bir makine bağımsız çalışmasını sürdürebilmesi için 1 çekirdek ayrılarak 3 çekirdek halinde çözüme dahil edilmektedir. Bilgisayarların paralel olarak çalışmaları için 10/100 Mbit/s ağ alt yapısı kullanılmıştır. 20 çözücü bilgisayar 1 ana bilgisayardan oluşturulan Beowulf kümelenmesi Şekil 1'de gösterilmiştir.

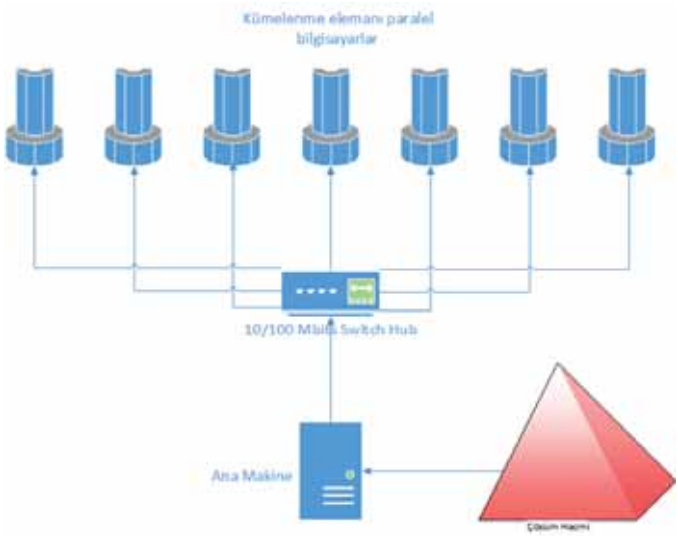
Şekil 1. 80 çekirdekli Beowulf kümelenmesi görseli

HPC kümelenmelerinin hesaplama performanslarının ölçülmesi hesaplama hızının ölçeklenebilmesinde büyük önem taşır.

HPC sistemlerinde iki tür işletim sistemi kullanılabilir. Bunlar Microsoft Windows ve Linux dağıtımlarıdır. Uzun süreli paralel çözümlerde stabilizasyon ve performansın sürdürülebilirliği nedeniyle, kurulan Beowulf kümelenmesinde bir Linux dağıtımı olan LinuxMint 17.2 versiyonu kullanılmıştır. İşletim sistemi içersindeki "ssh" bağlantı platformu kullanılarak diğer makineler ile şifresiz iletişim kurulmuştur. MPI (Message Passing Interface) mesaj gönderim arayüzü kütüphaneleri kullanılarak küme bilgisayarları paralel çözüme geçirilmiştir.

2.2. Hpc sistemlerinde paralel hesaplama

Şekil 2'de HPC kümesinde paralel hesaplamanın çalışma prensibi açıklanmıştır. Çözülecek problemin çözüm hacmi, ana makina üzerinde çalışan programa alınarak, bu kısımda çözüm ağı parametreleri ile başlangıç ve sınır şartları belirlenir. Çözüm ağı oluşturulurken kümelenme elemanı paralel bilgisayarlara, oluşturulan bu çözüm ağından eşit sayılarda eleman paylaştırılır. Çözüm hesaplanmaya başlandığında paylaştırılan çözüm ağı elemanları her bir işlemci çekirdeğinde bağımsız olarak çözülür. Makinalar arasında paylaştırılan çözüm hacmi elemanlarının sınırlarındaki hız, sıcaklık, basınç gibi değişken değerleri ağ yapısı üzerinde iletişim kurularak diğer makinelere gönderilir ve iterasyonlar sonunda çözüm tamamlanır. Bu noktada analizi yöneten ana makinedir.

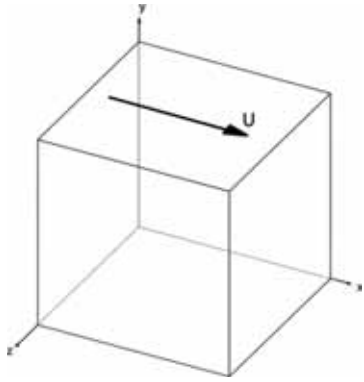


Şekil 2. Kümelenme çalışma sistemi

3. Problemin Tanımı Ve Çözüm

3.1. Kapak etkili hücre içi akış problemi

Şekil 3 'de şematik olarak gösterildiği gibi hesaplama bölgesi, üst yüzeyi +x yönünde hareketli diğer yüzeyleri sabit duran kübik bir hücredir.



Şekil 3. Kapak etkili hücre içi akış problemi şematik görünüş

Kapak etkili hücre içindeki sıkıştırılamaz, viskoz akışkanın zamandan bağımsız türbülanslı hareketini modelleyen matematik denklemler literatürde yaygın olarak kullanılan RANS

(Reynolds Averaged Navier Stokes) momentum, süreklilik ve türbülansı modellemek için kullanılan k-e denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \left(U_i U_j \right)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_j} \tag{2}$$

Denklem (1) süreklilik denklemini, Denklem (2) ise momentum denklemini ifade etmektedir. Buradaki U değişkenleri ortalama hızı, u' değişkenleri de anlık değişen hızı göstermektedir. Denklem (2)'nin son terimi Reynolds gerilme tensörü'dür. Bu tensör Boussinesq eddy viskozite yaklaşımı ile hesaplanmaktadır.

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

Denklem (3)'deki ν_t türbülans viskozitesini göstermektedir.

$$\nu_t = \mathrm{C}_\mu \mathrm{k}^2 / \varepsilon \tag{4}$$

Buradaki k türbülans kinetik enerjisini, μ kayıp oranını göstermektedir.

$$\frac{\partial \left(kU_j \right)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \varepsilon \tag{5}$$

$$\frac{\partial \left(kU_j \right)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \mathrm{c}_{\varepsilon 1} \mathrm{P}_k \frac{\varepsilon}{k} - \mathrm{c}_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \tag{6}$$

$$\mathrm{P}_k = -\overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{7}$$

Tablo 1. Matematik modelde kullanılan denklemlerdeki katsayı değerleri

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	C_μ
1.44	1.92	1.0	1.3	0.09

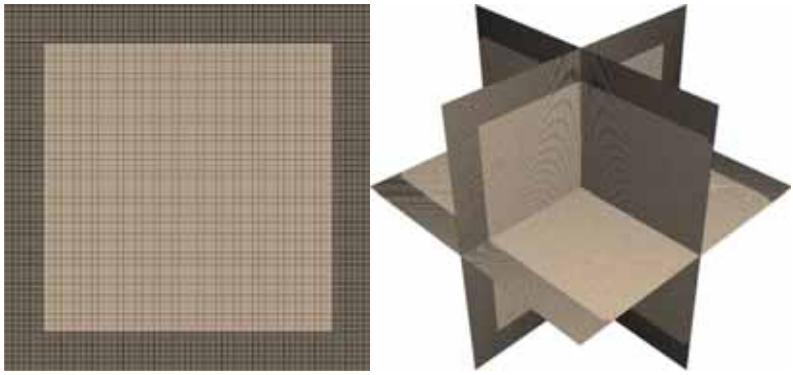
Tablo 1'de matematik modelde kullanılan denklemlerin katsayı değerleri verilmiştir [14]. Başlangıç ve sınır koşulları aşağıdaki gibidir;

Başlangıçta her yerde u = v = w = 0, P=0
Kapak hariç tüm yüzeylerde geçirimsiz ve kaymasız şartıyla u = v = w = 0
Kapak hızı +x doğrultusunda u = 40 m/s, v = w = 0

3.2 Sayısal çözüm yöntemi

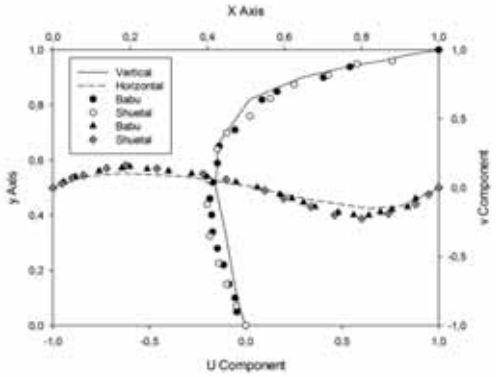
Hücre içindeki akışı modelleyen denklemler CD-Adapco Star-CCM+ paket programı kullanılarak sonlu hacimler yöntemi ile çözülmüştür.

1m x 1m x 1m boyutlarında üst kapağı +x doğrultusunda 40 m/s teğetsel hız ile hareket eden bir hücre kullanılmıştır. Şekil 4'de çözüm için kullanılan çözüm ağı yapısı görülmektedir. Çeperler ile ana hacim arasında, çeperler 320 adet/m elemana, kalan kısımlar da 160 adet/m çözünürlükte elemana bölünerek toplamda 15,000,000 çözüm ağı elemanı kullanılmıştır.



Şekil 4. Çözüm ağı görseli

Çözümün doğruluğundan emin olmak için 3 boyutlu kapak etkili bir hücrenin merkezinde düşey ve yatay doğrultudaki eksenler üzerinde hız bileşenlerinin (u,v,w) değerleri hesaplanarak Chen ve arkadaşları [15] tarafından yapılmış olan çalışmada kullanılan deneysel çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Şekil 5'den görüleceği üzere sonuçlar deneysel çalışmalar ile oldukça benzerdir.

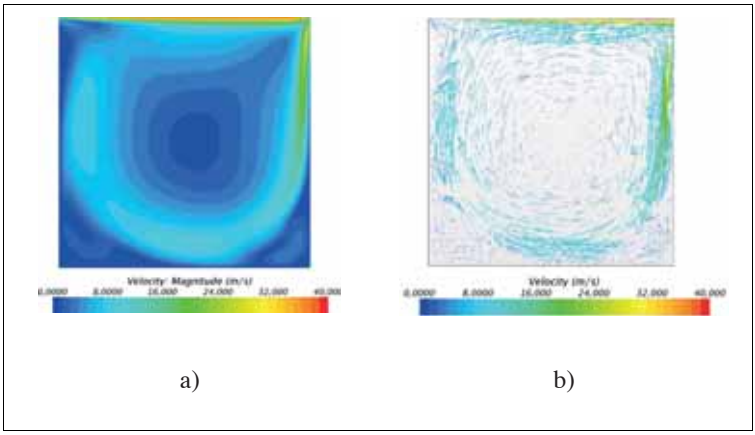


Şekil 5. Deneysel veriler ile sayısal analizdeki hız profilleri

4. Sonuçlar

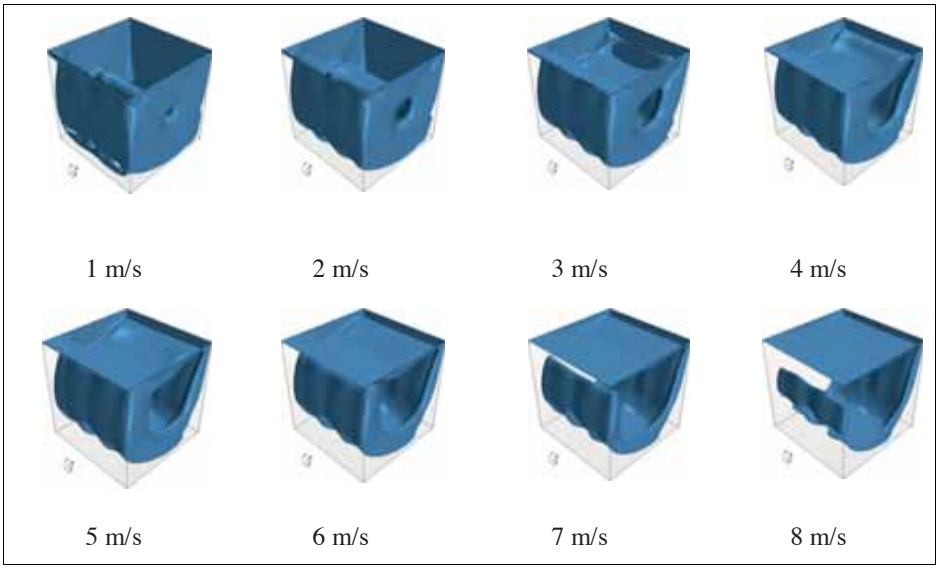
4.1 Hücre içi akış problemi sonuçları

Hücre içi akış probleminin çözümünde hız değerleri ile girdap ve akım çizgileri incelenmiştir. Şekil 6.a'da kapak etkili hücre içindeki akışın X-Y kesitindeki hız alanı görülmektedir. Şekilde maksimum hıza sahip kapak yakınlarındaki akışkanın kapakla birlikte sürüklendiği ve hızlanan akışkanın hücre duvarına çarparak hücre içinde döndüğü görülmektedir.



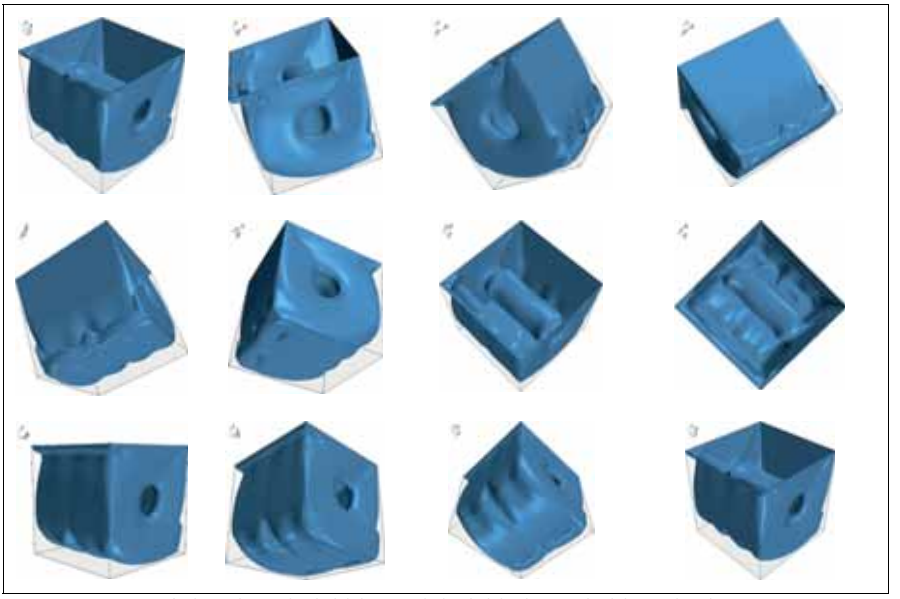
Şekil 6. a) X-Y kesitinde skaler hız alanı, b) X-Y kesitinde vektörel hız alanı

Şekil 6.b'de kapak etkili hücre içindeki akışın X-Y kesitindeki hız alanı vektörel olarak görülmektedir. Burada oluşan sirkülasyon hareketinin, merkezi bir girdaba ve alt köşe bölgelerde merkezi girdap ile ters yönde hareket eden küçük girdaplara neden olduğu görülmektedir. Şekil 7'da hücre içinde farklı hız değerlerindeki akış görünümleri 3 boyutlu olarak gösterilmiştir. Şekilden görüleceği gibi hücre içindeki akımda hız değerleri hücre merkezinden hücre çeperlerine giderken büyümektedir. En büyük hız değerleri merkezi girdabın dışı ile çeperler arasındaki bölgelerde ortaya çıkmaktadır. Bu olay hareketli kapağa yakın bölgelerde akışkanın kapak hızından etkilenerek bu bölgelere doğru sürüklenmesinden kaynaklanmaktadır.

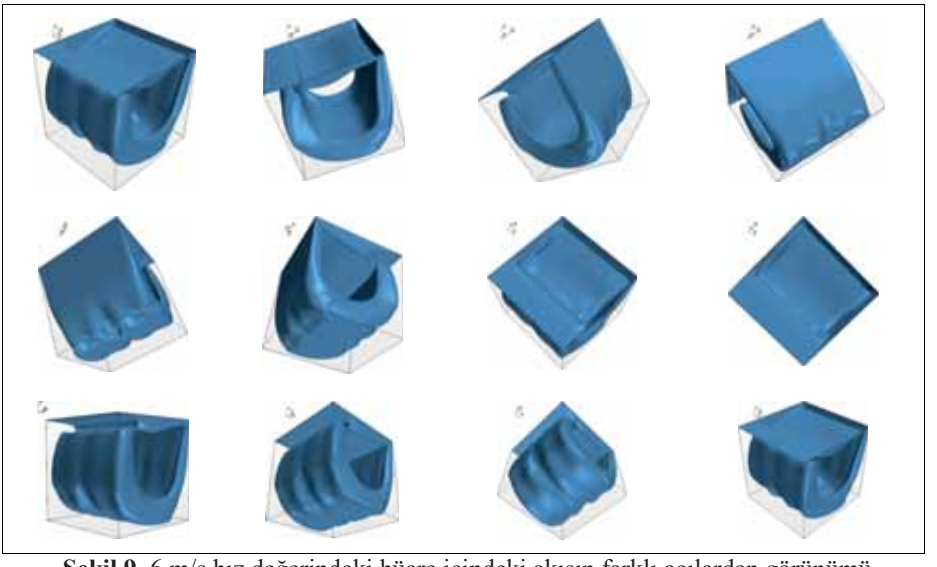


Şekil 7. Hücre içinde farklı hız değerleri için akış görünümleri

Şekil 8 ve 9'de hücre içinde 2 m/s ve 6 m/s'lik hız değerlerinin oluştuğu bölgeler farklı açılardan gösterilmiştir.

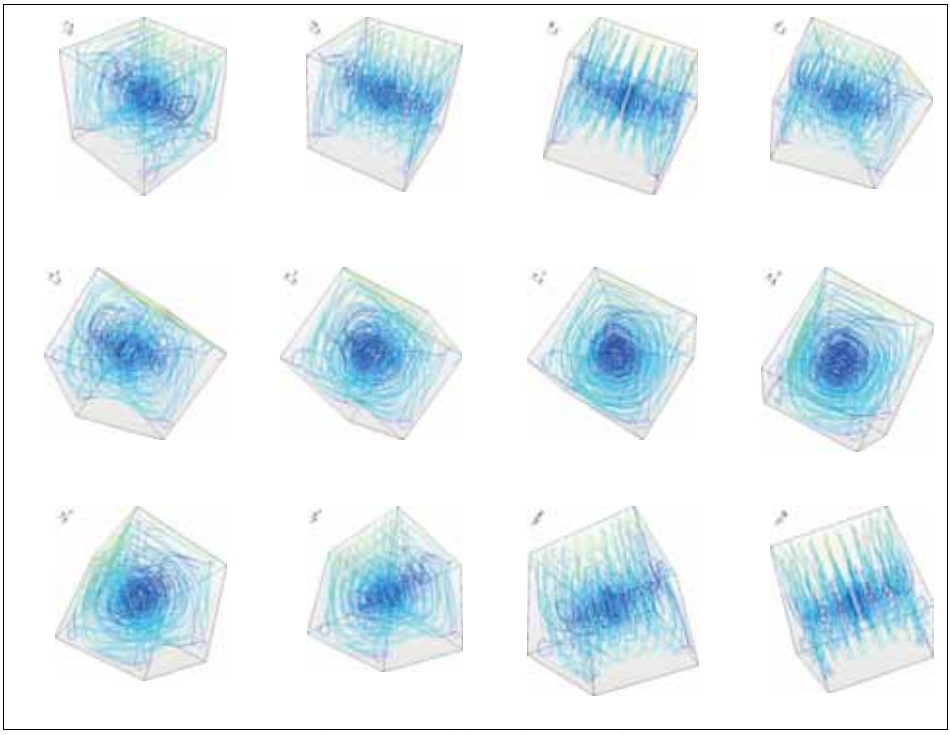


Şekil 8. 2 m/s hız değerindeki hücre içindeki akışın farklı açılardan görünümü



Şekil 9. 6 m/s hız değerindeki hücre içindeki akışın farklı açılardan görünümü

Şekil 10'da hücre içindeki akım çizgileri gösterilmiştir. Akım çizgilerinde ana girdap ve köşe girdapların etkileşimleri detaylı olarak görülmektedir.

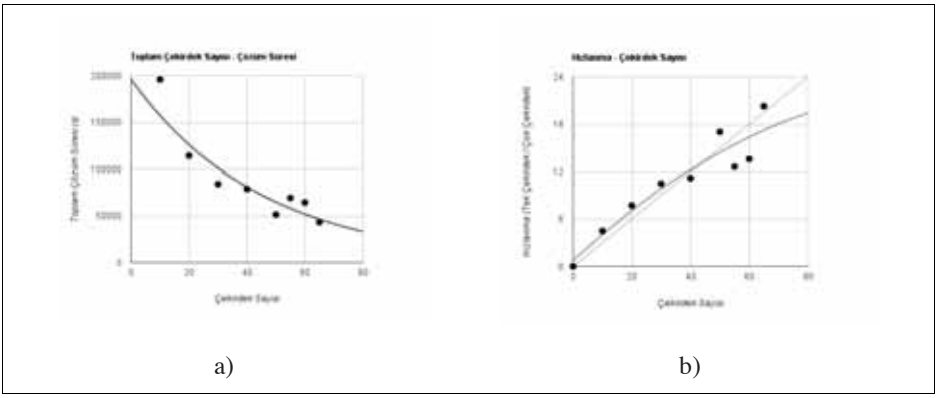


Şekil 10. Akım çizgilerinin farklı açılarda görünümü

4.2. Kümelenme performans sonuçları

Bu çalışmada kapak etkili hücre içi akış problemi kurulan beowulf kümelenmesi ile çözülerek beowulf kümesi çözüm performansı incelenmiştir. Performans değerleri, CPU (çekirdek) zamanları ve toplam hesaplama süresi olarak kabul edilmiştir. Şekil 11'de çözüm yapılan beowulf kümelenmesinin toplam çekirdek sayısına göre performans değerleri gösterilmiştir. Şekil 11.a toplam çekirdek sayısına karşılık toplam çözüm süresini göstermektedir. Çözüm süresi artan çekirdek sayısıyla üstel olarak azalmaktadır. Şekil 11.b'deki grafikte ise toplam çekirdek sayısına karşılık analizdeki hızlanma miktarı görülmektedir. Eğriden de anlaşılacağı gibi çekirdek sayısındaki artış çözümdeki hızlanmayla lineer değil üstel bir ilişki içerisindedir. Bu durum çözümdeki hızlanmaya

karşılık optimum çekirdek sayısının kullanılması gerektiğini gösterir. Burada hızlanma analizin tek çekirdekteki çözüm süresinin çok çekirdekteki çözüm süresine oranıdır.



a) b)

Şekil 11. Paralel çözümlemede toplam çekirdek sayısına bağlı performans değerleri

Şekil 11'da eğrisel olarak gösterilen farklı çekirdek sayılarında gerçekleştirilen analizlerin çözüm performans değerleri Tablo 2'de ayrıntılı olarak verilmiştir.

Tablo 2. Farklı sayıda çekirdek bağlı performans değerleri

Uygulama	CPU	Ağ Bağlantısı	CPU Zamanı (s)	Çözüm Zamanı (s)	Hızlanma
Uygulama 1	10	4	1959838	196055	4,48853638
Uygulama 2	20	8	2283938	114270	7,701058896
Uygulama 3	30	11	2523111	84189	10,45267196
Uygulama 4	40	14	3154735	78932	11,14883697
Uygulama 5	50	17	2576965	51589	17,05789994
Uygulama 6	55	18	3816189	69450	12,67098632
Uygulama 7	60	20	3868325	64535	13,63601147
Uygulama 8	65	22	2815750	43373	20,28911996

5. Tartışma ve öneriler

Bu çalışmada 20 makinadan oluşan 80 çekirdekli bir beowulf kümelenmesi inşa edilmiştir. Kurulan bu kümelenmenin çözüm performansının analizi için literatürde test problemi olarak yer alan kapak etkili hücre içi akış problemi tercih edilmiş ve sonuçlar literatürde yer alan deneysel çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılmıştır. 3 boyutlu, sıkıştırılamaz, zamandan bağımsız, Reynolds sayısı 4000 olacak şekilde kapak hızı alınarak çözüm elde edilmiş, sonrasında farklı çekirdek sayılarında analiz tekrarlanmış ve performans değerleri incelenmiştir. Test probleminde çıktı olarak hız alanları, belirli hız değerleri için hücre içi akışın 3 boyutlu görünümleri ve akım çizgileri elde edilmiştir. Çalışmanın amacına uygun olarak 10 çekirdek ile 65 çekirdek arasında farklı sayılarda çekirdek kullanılarak analiz tekrarlanmıştır.

Kurulan sistem ile yapılan çözümler sonucunda çekirdek sayısının artışı ile çözümdeki hızlanmanın orantılı olmadığı görülmüştür. Orantısızlığı ortaya çıkaran faktörün bilgisayarlar arasındaki iletişim kapasitesinin olduğu düşünülmektedir. Bu nedenle, ileri ki çalışmalarda çalışmanın iletişim alt yapısı 100Mbit/s'den 1Gbit/s'ye yükseltilerek ilerletilmesi ile iletişim alt yapısının analiz performansına olan katkısı incelenebilir. Ancak bilgisayarlar arası iletişim her zaman var olacağından, iletişim alt yapısının iyileştirilmesi çözüm süresinde azalma sağlasa da, yukarıda bahsedilen orantısızlık her zaman mevcut olacaktır. Ayrıca bu çalışma kapsamında ısınma faktörünün kurulan bilgisayar kümesi üzerindeki etkisi dikkate alınmamıştır. Bilgisayar kümesinin ısıl kontrollü bir ortamda çalıştırılmasının kümelenmenin çözüm performansına olan etkisi de incelenebilir.

6. Kaynaklar

[1] Kohtake N., Rekimoto J., Anzai Y., 2001 Info point: a device that provides a uniform user interface to allow appliances to work together over a network.

[2] V.E. Sonzogni*, A.M. Yommi, N.M. Nigro, M.A. Storti, 2002, A parallel finite element program on a Beowulf cluster

[3] https://www.beowulf.org,

[4] Koseff, J.R., Street, R.L., 1984a. Visualization Studies of a Shear Driven Three-Dimensional Recirculating Flow. J. Fluids Eng. 106, 21–27. doi:10.1115/1.3242393

[5] Koseff, J.R., Street, R.L., 1984b. On End Wall Effects in a Lid-Driven Cavity Flow. J. Fluids Eng. 106, 385–389. doi:10.1115/1.3243135

[6] Koseff, J.R., Street, R.L., 1984c. The Lid-Driven Cavity Flow: A Synthesis of Qualitative and Quantitative Observations. J. Fluids Eng. 106, 390–398.

[7] Freitas, C.J., Street, R.L., Findikakis, A.N., Koseff, J.R., 1985. Numerical simulation of three-dimensional flow in a cavity. Int. J. Numer. Methods Fluids 5, 561–575.

[8] Prasad, A.K., Koseff, J.R., 1989. Reynolds number and end-wall effects on a lid-driven cavity flow. Phys. Fluids Fluid Dyn. 1989-1993 1, 208–218.

[9] Iwatsu, R., Hyun, J.M., 1995. Three-dimensional driven-cavity flows with a vertical temperature gradient. Int. J. Heat Mass Transf. 38, 3319–3328.

[10] Sheu, T.W.H., Tsai, S.F., 2002. Flow topology in a steady three-dimensional lid-driven cavity. Comput. Fluids 31, 911–934.

[11] Chicheportiche, J., Merle, X., Gloerfelt, X., Robinet, J.-C., 2008. Direct numerical simulation and global stability analysis of three-dimensional instabilities in a lid-driven cavity. Comptes Rendus Mécanique 336, 586–591.

[12] Sloan J.D. (2005) High performance Linux cluster with OACAR, Rocks, opemMosix and MPI O'Reilly

[13] Han, S., Choi Hyoung G., 2013 , Investigateion of the parallel efficiency of a PC cluster for the simulation of a CFD problem

[14] CD-Adapco, User Guide 10.02

[15] Chen, H., Li, K., Wang, S., 2013, A dimension split method for the incompressible Navier–Stokes equations in three dimensions, Int. J. Numer. Meth. Fluids 2013; 73:409–435

DALGA ENERJİSİNDEN FARKLI FORMLARA SAHİP DUBALARDA ELEKTRİK ÜRETİMİ TAYİNİ

Aytekin Duranay[1] Koray Şahin[2]

ÖZET

Sürekli artmakta olan dünya nüfusunun ihtiyaçlarını mevcut enerji kaynakları karşılayamaz hale gelmiştir ve bu enerji kaynaklarının aşırı kullanımı, çevre kirliliği sorununun gün geçtikçe kötüye gitmesine neden olmaktadır. Bu sorunun etkili bir biçimde çözümü adına, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanım yöntemleri her geçen gün daha fazla ilgi görmektedir. Buna bağlı olarak başlıca yenilenebilir enerji kaynaklarından biri olan dalga enerjisine ait sistemlerdeki gelişim hızla yol almaktadır.

Dalga enerjisi sistemleri, elektrik üreteçlerinin deniz yüzeyine yerleştirilmesiyle mekanik enerjiyi elektrik enerjisine çeviren sistemlerdir. Bu çalışmada kullanılan dalga enerjisi sistemi, dalga etkisiyle dalıp çıkma hareketi yapan bir dubaya bağlı bir bobin içerisine yerleştirilmiş mıknatıstan oluşmaktadır.

Çalışmada, dalga mekanik enerjisinden üretilebilecek elektrik enerjisi kapasitesi farklı dalga karakteristikleri ve duba formları arasındaki ilişkiye bağlı olacak şekilde laboratuvar ortamında deneysel olarak araştırıldı. Elde edilen elektriksel enerjinin büyüklüğüne göre uygun duba formu ve dalga karakteristikleri tespit edildi. Değişik dalga özellikleri için uygun duba formu belirlenmeye çalışıldı, aynı deplasmana sahip konik duba formunun silindirik duba formuna göre küçük genliklerde dalga enerjisinden elektrik enerjisine dönüştürülmesinde daha uygun olduğu tespit edildi. Deneylerde, maksimum seviyede ortalama potansiyel gerilim 50x40 cm boyutlarındaki konik formlu dubayla, 0.8 s dalga periyodu ve 0.013 m dalga genliği için elde edildi.

Anahtar Kelimeler: Dalga enerjisi**,** dalga enerjisi dönüştürücüsü, dalıp-çıkma, değişken manyetik alan, duba formu, dalga karakteristiği

1. Giriş

Ekonomik ve teknolojik ilerlemelerin ardından bütün dünyada gözle görülür bir biçimde elektrik enerjisine olan talep artmaktadır. Kaynakları yetersiz olan ülkeler bu açığını enerji ithal ederek kapatmaya çalışmaktadır. Arzın sürekliliğini garanti altına almak için enerji kaynağı çeşitliliğini artırmak ülke politikalarının temel çerçevesini oluşturmaktadır. Türkiye'nin de yenilenebilir ve alternatif enerji kaynaklarını kullanmaya yönelik çalışmaları son yıllarda artış göstermektedir. Hidroelektrik Enerji Santralleri (HES) potansiyelinin tamamını kullanmak, Rüzgar Enerji Santrali (RES) kurulu gücün 20,000 MW'a ulaştırılması, 600 MW'lık jeotermal potansiyeli işletmeye sokmak, Güneş Enerji Santrali (GES) kullanımı için gerekli düzenlemeleri yapmak ülkemizin başlıca hedefleri arasındadır [1]. Öte yandan,

1 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 65 10, e-posta: duranaya@itu.edu.tr
2 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 65 23, e-posta: sahinko@itu.edu.tr

üç tarafı denizlerle kaplı ve 8210 km'lik sahil şeridine sahip olan Türkiye'de [2] denizler üzerinde süreklilik arz eden ve neredeyse kesintisiz olarak enerji elde edilebilen Dalga Enerjisi Sistemleri (DES) geliştirme konusunda geri kalınmaktadır. Dünyada ise bu amaca yönelik ticari ürünler piyasaya çıkmaya başlamıştır [3].

Duba şeklinde üretilmiş bir cismin dalıp-çıkma hareketinden faydalanarak dalgadan enerji üretmek mümkündür. Dubanın hareketini elektrik enerjisine dönüştürmek için, elektrik motorlarındaki dönme hareketinden farklı olarak bobin içerisine girip-çıkan bir mıknatıstan yararlanılabilir. Mıknatısın manyetik alanı zaman içerisinde değiştikçe bobin telleri üzerinde gerilim indüklenir (Lenz Yasası). İndüklenen gerilimin akım ve zamanla olan ilişkisinden enerjinin büyüklüğü tespit edilir.

Dalgaların açık denizde yüksek boya sahip olmaları, kıyıya yaklaştıkça genliği kaybederken frekans artırmaları temel özelliklerindendir [4]. Yapılacak deneysel çalışmalarda kıyı bölgelerine kurulması istenen DES için uygun form ve boyutlarda yüzer yapılar ile dalga karakteristikleri (genlik, periyod, frekans vb.) öngörülmelidir.
Yukarıda açıklandığı gibi hazırlanan elektriksel düzenek ve iki farklı duba formunun dalga parametrelerine bağlı olarak yapılan deneylerinde elektriksel gerilim değerleri grafik olarak çizdirilmiştir ve çıkan sonuçlar tartışılmıştır.

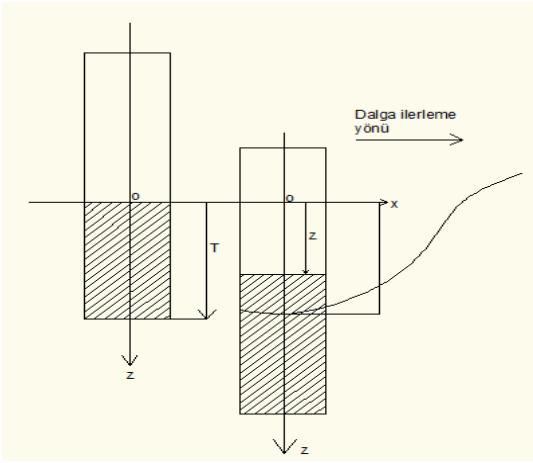
2. Matematiksel Model

2.1. Dubanın hareketi

Dalganın etkidiği düşey eksenli bir dubanın dalıp-çıkma hareketi ve eksen takımları Şekil 1'de, hareket denklemi Denklem 1'de gösterilmiştir [4].

$$(\mathrm{m}+\mathrm{a})\ddot{z} + \mathrm{b}\dot{z} + \mathrm{sz} = \mathrm{F}\cos(\mathrm{wt}+\sigma)\mathrm{e}^{-\mathrm{kT}} \quad (1)$$

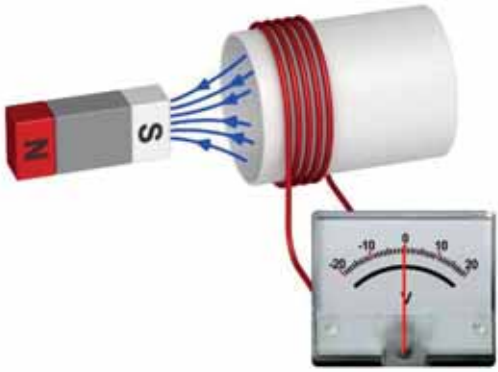
Burada ***m*** dubanın kütlesi, ***a*** ek su kütlesi, ***z*** dubanın düşey yöndeki yer değiştirmesi, ***b*** hidrodinamik sönüm kuvveti katsayısı, ***s*** hidrostatik kaldırma kuvveti, **F** kuvvet büyüklüğü, ***w*** frekans, ***t*** zaman, ***σ*** kuvvet ile dalga arasındaki faz farkı, ***k*** sabit, ***T*** ise su çekimidir. Denklemin sağ tarafı dalga tarafından dubaya uygulanan zorlayıcı kuvveti göstermektedir.



Şekil 1. Dubanın dalıp çıkma prensibi [4]

2.2. Akım ve gerilimin indüklenmesi

Faraday ve Lenz kurallarına göre değişken dik manyetik alana maruz kalan hareketli bir elektron, kendisine yine dik olan fiziksel bir kuvvete maruz kalır. Benzer şekilde hareketli manyetik alan çizgilerinin diklemesine kestiği hareketsiz bir iletken içerisindeki elektronlar hareket etmeye zorlandığından, elektrik akımı ve gerilim üretilir [5]. Bu olaya elektromanyetik indüklenme denir (Şekil 2). Manyetik alanı üreten mıknatıs ile akımın üretildiği iletkenler arasında fiziksel bir temas yoktur. Mıknatıs sarım içine girerken ve çıkarken üretilen gerilimin yönü birbirine zıt olacağından, elde edilen gerilimin türü alternatif gerilimdir.



Şekil 2. Elektromanyetik İndüklenme [6]

Üretilen gerilimi Faraday kuralı ile bulabiliriz. Sarımı kesen manyetik akının ürettiği gerilim, sarım sayısına, akının büyüklüğüne ve hareket hızına bağlıdır. İletkeni kesen manyetik alan çizgilerinin sıklığı ve kesilen sargıdaki sarım sayısı arttıkça indüklenen gerilimin toplam değeri (Denklem 2) artacaktır [7].

$$\text{İndüklenen } V\ (Volt) = N\ (Sarım)\frac{d\emptyset\ (Weber)}{dt\ (Saniye)} \quad (2)$$

Yukarıdaki formülde, $\boldsymbol{d\emptyset}$ manyetik akıdaki değişimi, $\boldsymbol{t}$ ise zamanı ifade eder. Üretilen gerilimin akım ile ilişkisinden güç ve elektrik enerjisinin büyüklükleri bulunur.

3. Temel Tasarım Özellikleri

Deneysel çalışma hesapları yapılan model düzenek mekanik kısım ve elektriksel kısım olarak ikiye ayrılmaktadır. Mekanik olarak çalışan sistem dalgaların enerjisini toplayıp itme-çekme kuvvetini üretirken, elektriksel kısım itme-çekme kuvvetini elektriksel gerilime çevirmektedir (Şekil 3).

Şekil 3. Dubalı elektriksel üretecin giriş-çıkış blok diyagramı

Dubanın dalıp-çıkma miktarının ve hızının yüksek olması ile elektrik üretilecek kolların frekansı ve hidrodinamik geri çağırıcı kuvvetlerin yüksek olması sağlanır. Dalıp-çıkma miktarının, frekansının ve mıknatıs kolundaki güç doğrudan dalga karakteristiklerine ve duba formuna bağlıdır.

Su derinliğinin artışı kurulacak temel için yapılan masrafları artırırken, kıyıya olan mesafenin artışı kablo bağlantısı için yapılan masrafları artırır [8]. Bunun yanı sıra su derinliğinin az ve karaya olan mesafesinin düşük olması gibi avantajlarından ötürü kıyı kesimleri, dalga enerjisinden elektrik üretilmesi için daha uygun alanlardır. Kıyılarda düşük dalga periyodları ve genlikleri görüldüğünden bu bölgelere kurulacak güç üretim sistemleri için açık denizdekilere kıyasla küçük dubalar tasarlanmalıdır.

Bu bilgiler çerçevesinde oluşturulan deney düzeneğinde dubalar farklı formlarda oluşturuldu ve farklı formlardaki dubaların üretebildikleri potansiyel gerilimler karşılaştırıldı.

4. Deney Düzeneği

Deneyde mevcut değişkenlerle en yüksek potansiyel gerilimi veren şartları tespit etmek amaçlandı. 0.5-2.0 s dalga periyodu değerlerine karşılık gelen 0.01-0.027 m genlikli dalgalar kullanılırken aynı hacimde ve ağırlıkta dubalar konik ve silindirik olmak üzere 2 farklı formda tasarlandı (Şekil 4). Kullanılan dubaya ait teknik özellikler (Tablo 1) ve dalgalara ait karakteristik özellikler (Tablo 2) aşağıda verilmiştir.

Tablo 1. Duba Boyutları

Duba Formu	Çap mm	Boy mm	Draft mm	Hacim m^3	Deplasman kg
Konik	500	400	101	0,0262	7,368
Silindirik	304	361	181	0,0262	7,368

Şekil 4. Konik ve Silindirik Dubalar

Farklı özelliklerde dalga üretebilmek için İstanbul Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Ata Nutku Gemi Model Deney Laboratuvarında bulunan Flap Type Wavemakerden (Dalga Yapıcı) ve yazılımından yararlanıldı. İndükleme için N35 türü mıknatıs, potansiyel gerilimleri ölçmek için avometre kullanıldı ve 1 dakika boyunca elde edilen değerlerin ortalaması alındı.

Tablo 2. Dalga Karakteristik Özellikleri

Dalga Periyodu sn	Dalga Hızı m/s	Genlik m	İvme m/s^2	Dalga Frekansı 1/s
0,5	0,1	0,01	1,936	2,00
0,6	0,085	0,01	1	1,67
0,8	0,071	0,011	0,858	1,25
1	0,064	0,013	0,496	1,00
1,2	0,061	0,015	0,496	0,83
1,4	0,063	0,018	0,438	0,71
1,6	0,064	0,02	0,391	0,63
1,8	0,066	0,023	0,354	0,56
2	0,069	0,027	0,335	0,50

Şekil 5. Dubalı elektriksel üretecin gösterim

Düzenek monte edildikten sonra deney havuzunda gerekli kalibrasyon sağlanarak uygun dalgalar ile deneyler yapıldı (Şekil 5).

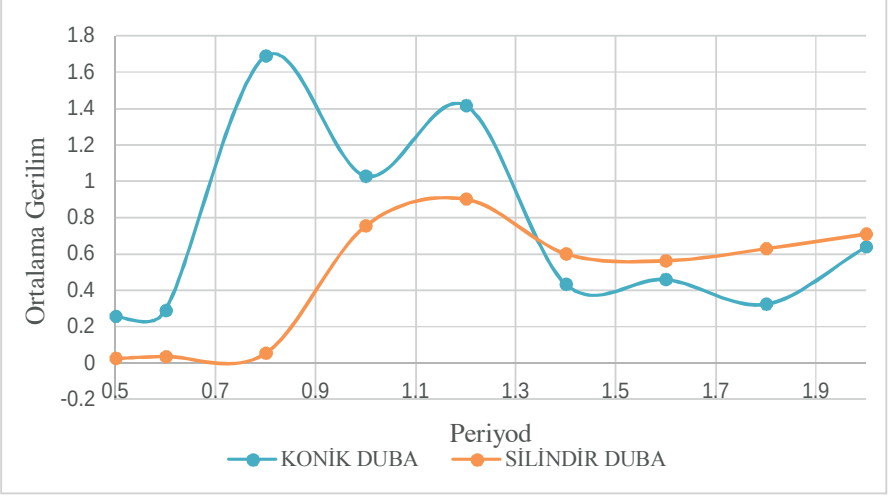
5. Sonuçlar ve Tartışma

Tablo 2'de verilen dalga karakteristiklerine bağlı kalınarak elde edilen sonuçlar Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Gerilim Değerleri

	Konik		Silindir	
Periyot sn	Ortalama V	Max. Değer V	Ortalama V	Max. Değer V
0,5	0,254	0,734	0,025	0,125
0,6	0,288	0,826	0,036	0,142
0,8	1,689	3,188	0,052	0,173
1	1,028	2,231	0,754	1,2
1,2	1,417	3,754	0,901	2,356
1,4	0,434	0,994	0,601	1,821
1,6	0,459	1,36	0,562	1,15
1,8	0,323	0,656	0,629	2,009
2	0,637	1,38	0,710	0,847

Dalga periyodu değişimine göre ortalama gerilim değerleri konik ve silindirik dubalara bağlı olarak aşağıda (Şekil 6) verilmiştir.



Şekil 6. Konik ve silindirin dubaların farklı periyodlarda üretilen ortalama gerilim değerleri

Küçük genlikli, düşük periyodlu dalgalar için yüzme hattındaki kesit alanı daha küçük olan yüzer cisimler hidrodinamik kuvvetlere daha hızlı tepki verir. Sonuçlar da gösteriyor ki hidrodinamik kuvvetlere hızlı tepki veren ve elektrik üretimi için daha uygun olan duba daha küçük yüzme hattı kesit alanına sahip olan konik dubadır. Bu duba ile yapılan testlerde alınan en yüksek ortalama gerilim değeri 0.8 s periyodu, 0.011 m genliği ve 0.071 m/s hızı için 1.689 V olarak bulunmuştur. Periyodun 0.8 saniyeye kadar olduğu durumda sıfıra yakın hareket eden silindirik dubanın 1.3 saniyeden büyük periyodlarda konik dubadan daha iyi sonuçlar vermesi su hattındaki kesit alanının büyük olması ile ilgilidir. Genlikler büyüdükçe kesit alanı büyük olan dubanın batıp-çıkma hareketi ile daha fazla hidrodinamik kuvvet meydana gelir.

6. Sonuç

Yenilenebilir enerji kaynaklarından mekanik sistemler aracılığı ile dalga enerjisinden elektrik enerjisi üretilmesi amaçlanan çalışmada aynı deplasmana sahip farklı formda iki ayrı duba ile farklı dalga periyodları ve genlikleri ile yapılan deney sonuçları paylaşılmıştır.

Dalga etkisi ile dalıp-çıkan dubalar üzerine sabitlenen kollar, tek doğrultuda çift yönlü oluşan hareketi Faraday ve Lenz yasalarına göre çalışan bobin mıknatıs sistemine ileterek elektrik üretilmesini sağladı.

Konik dubanın en yüksek ortalama gerilim değeri 0.8 s periyodu, 0.011 m genliği ve 0.071 m/s hızı için 1.689 V ölçülürken, silindirik duba ile 1.2 s periyodu, 0.015 m genliği ve 0.061 m/s hızı için 0.901 V en yüksek ortalama gerilim değerine ulaşıldı.

Gelecekte yapılacak çalışmalarda gelişmiş elektriksel sistemler ile daha verimli sonuçlar alınması mümkündür.

6. Referanslar

[1] Yılmaz, O., Hotunluoğlu, H., "Yenilenebilir Enerjiye Yönelik Teşvikler ve Türkiye" 2015
[2] Sağlam, M., Uyar, T.S., "Dalga Enerjisi ve Türkiye'nin Dalga Enerjisi Teknik Potansiyeli"
[3] Drew, B., Plummer, A.R., Sahinkaya, M.N., "A review of wave energy converter technology"
[4] Sabuncu, T., 1999, "Gemi Hareketleri", İTÜ Kütüphanesi, Sayi:1524, ISBN 975-561-004-9.
[5] Serway, R.A., Beichner, R.J., 2011, "Physics 2-Electromagnetizm", ISBN 975-8624-08-3.
[6] <https://nationalmaglab.org>, erişim tarihi 11.11.2016
[7] Young, H.D., Freedman, R.A., 2011, "Sears and Zemansky's University Physics",Vol. 2 ISBN 9786054248018
[8] EWEA, 2007, "Delivering Offshore Wind Power in Europe: Policy Recommendations for Large Deployment of Offshore Wind Power in Europe by 2020"

COMPUTATIONAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF TRAILING EDGE SERRATIONS ON THE ACOUSTIC SELF-NOISE OF AN AIRFOIL

Çağrı AYDIN[1] and Uğur Oral ÜNAL[2]

ABSTRACT

This paper presents the results of a computational study which aims to investigate the effect of the flat-plate sawtooth type serrations on the airfoil trailing edge acoustic self-noise at the far-field. The serration geometries were parametrised by altering the heights (h) and periods (λ) of the serrations. Compressible Unsteady-Reynolds-Averaged-Navier-Stokes computations were performed for the aerodynamic analyses whilst the Ffowcs-Williams and Hawkings analogy was used in order to obtain the acoustic pressure signals at the desired locations. The trailing edge serrations were found to be greatly effective on the overall sound pressure levels while producing no significant influence on the fundamental aerodynamic coefficients. A substantial drop of up to 4 dB in the narrowband noise levels was achieved with a particular serration configuration. The variance in the noise levels of the different cases was found to be mainly related to a trend involving the ratio of λ/h whilst the individual effects of h and λ were also observed. The visualisation of the vorticity and turbulent length scale distributions indicated that the noise-reduction mechanism of trailing-edge serrations was correlated by their influence on the near flow field.

Keywords: Airfoil, Self-Noise, Acoustic, Serration, Trailing-Edge

1.Introduction

In most of the engineering applications, acoustical noise is considered as a factor of great importance. In the defence industry, for instance, having a relatively lower sound generation property is particularly necessary for the associated vehicles (ship, submarine, aircraft etc.) in order to decrease the possibility of getting detected or located, on the other hand, increased noise levels can be harmful to natural life especially in shallow seas. Accordingly, the number of the recent research studies regarding the flow generated noise has drastically increased [1,2,3]. Whilst the very first study about the subject was performed by Strouhal [4] who investigated the acoustical tones created by the flow around a circular cylinder, the first work involving Computational Aeroacoustics (CAA) was published by Lighthill [5] which eventually became the basis of the widely used Ffowcs Williams and Hawkings [6] method.

1 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , e-posta: aydincagr@itu.edu.tr

2 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 64 25, e-posta: ounal@itu.edu.tr

Brooks [7] suggested that four basic mechanisms were generated for the airfoil self-noise by the perturbation interaction of the turbulent structures with the airfoil trailing edge. The turbulent fluctuations in the proximity of a sharp edge of a solid body spread out more efficiently at low Mach numbers than those at high Mach numbers. Thus the trailing edge noise becomes a more significant issue at low Mach numbers. Therefore, it seems highly reasonable to study on the trailing-edge noise in order to reduce the overall airfoil self-noise. To reduce the intensity of the noise generation of an airfoil, one can take the advantage of the trailing edge serrations with sawtooth profile shapes [8] where the magnitude of the noise reduction depends on the length and spanwise spacing of the tooth. The idea of serrations was first suggested by Arndt and Nagel [9] who investigated the effect of the leading edge serrations on the flow generated noise of airfoils. It was observed that while these serrations successfully reduced the noise levels, the aerodynamic characteristics of the airfoil were negatively affected with decreasing lift forces generated. The first study that suggested the use of the trailing edge serrations, which reduced the acoustical noise generated without affecting the aerodynamic characteristics of the airfoil, was performed by Howe [8].

Whilst Howe's work was based on analytic methods, the research of Jones and Sandberg [10] which involves the Direct Numerical Simulation (DNS) of a NACA 0012 airfoil with sawtooth type trailing edge serrations, revealed that the tonal noise created by the vortices in lower frequencies was reduced while the aerodynamic characteristics of the airfoil remained unchanged. The experimental research in [11], on the other hand, points out that the serrations alter the length of the separation bubble at the trailing edge which causes the decrease of the magnitude of the overall acoustical noise generated.

The present paper investigates the effect of the flat-plate sawtooth type serrations on the airfoil trailing edge acoustic far-field self-noise. Although Large Eddy Simulation (LES) methods are more appropriate for capturing the small scale disturbances and pressure fluctuations in the flow field, Reynolds-Averaged-Navier-Stokes (RANS) based simulations were preferred in this study due to the fact that they have still been widely-used methods in most engineering applications and they are relatively less computational source demanding. The serration geometries were parametrised by altering the heights (h) and periods (λ) of the serrations. The dimensions of the serrations are determined according to [8]. Fundamental viscous flow computations around the airfoil was performed to obtain the pressure fluctuations in the vicinity of the trailing edge, which were then used to find the magnitude of the noise at the desired locations.

2. Computational Study

2.1. Solution method and computational details

Compressible, unsteady RANS (URANS) equations were solved for the CAA computations. Although the flow conditions could be, in fact, regarded as incompressible at the Mach numbers considered, the use of the compressible transport equations was decided to improve the solution accuracy. The compressible URANS equations can be expressed in Cartesian tensor notation as follows:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_l}{\partial x_l}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho\overline{u_i' u_j'}\right) \quad (1)$$

where ρ, μ, u, p and u' denote fluid density, molecular viscosity, averaged velocity, averaged static pressure and fluctuating velocity, respectively. The energy conservation equation was also included in the computations since the air density is not constant in the ideal gas conditions. The turbulence was modelled with the SST $k-\omega$ model [12] which is an improved version of the standard $k-\omega$ model [13] and based on the Boussinesq hypothesis [14]. The momentum and turbulent transport equations were solved via the finite-volume method [15] with a segregated algorithm. The coupling between the pressure and velocity fields was achieved by using the pressure-correction-based SIMPLE technique of Patankar [16]. Whilst the spatial discretization of the convective terms of the Navier-Stokes and turbulent transport equations was achieved with a second-order-upwind scheme [17], a second-order central differencing scheme was used for the viscous terms. A three-time-step-level second-order implicit scheme was adopted for the time discretisation. The time step of the unsteady analyses was determined bearing the Nyquist criterion as well as the numerical requirement to resolve small fluctuations in mind. A small time step of 10^{-5} s was chosen for all CAA analyses, which was theoretically sufficient to capture data up to 50 kHz. The pressure data was collected during 0.02 s in order to accurately resolve the lower frequencies. The pressure data was started to be collected after the completion of the first simulations during 0.01 to provide a stable and more accurate information for the acoustical analyses. The acoustic calculations were carried out via Ffowcs Williams and Hawkings (FW-H) equations [6] which calculates the acoustic pressures at the receiver locations by integrating the pressure fluctuations that occurs on the airfoil surface along the flow domain. Dipole effect was taken into consideration which is the most suitable component for lower Mach number flows. The FW-H equation is given below. In Equation 2, T_{ij}, P_{ij}, $H(f)$ and $\delta(f)$ represent the Lighthill stress tensor, compressive stress tensor, Heaviside function and Dirac delta function, respectively. n_i is the unit normal vector whilst a_0 and p' imply the sound speed and sound pressure at the far-field, respectively.

$$\frac{1}{a_0^2}\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i x_j}\{T_{ij}H(f)\} - \frac{\partial}{x_i}\{[P_{ij}n_j + \rho u_i(u_n - v_n)]\delta(f)\} + \frac{\partial}{\partial t}\{[p_0 v_n + \rho(u_n - v_n)]\delta(f)\} \quad (2)$$

For all computational cases considered the primitive flow variables in the wake field were systematically checked along with the computational residuals to ensure an adequate numerical convergence. The iterations were continued until negligible differences in the results were obtained between two consecutive iterations.

2.2. Computational model and aerodynamic validation

A cut-cell method based unstructured prism layer grid was generated around the three-dimensional (3D) NACA 0012 airfoil for the computational model. A Cartesian coordinate

system was adopted with the X, Y and Z axes facing towards the streamwise, transverse and spanwise directions, respectively. In order to minimise the negative effect of the computational boundaries on the numerical accuracy, a large solution domain was employed. Accordingly, the boundaries of the O-type solution domain were placed at 20c from the centroid of the airfoil on the XY plane, where c implies the chord length. The spanwise length of the airfoil was selected to be 0.3c. The effect of wing tips was simply ignored and hence the location of the side boundaries corresponded to those of the two open ends of the model. The additional simulations performed with larger spanwise distances did not produce significant differences in the associated results. Particular attention was paid to the near-wall grid sizes. Non-dimensional wall distance values (y^+) of about 1 were adopted throughout the airfoil wall in order to accurately resolve the boundary layer flow. The detail of the leading and trailing edge meshes can be seen in Figure 1.

In order to ensure the reliability of the CFD method used, preliminary steady-state simulations with three different values of angle-of-attack were conducted for the computational model. A Reynolds number (Re) of $6x10^6$ and Mach number (Ma) of 0.15 was considered in these simulations in order to match the experimental conditions of Gregory and O'Reilly [18] and Ladson [19] involving NACA 0012 airfoils, which were subsequently used for the validation of the results obtained. For all simulations, a freestream boundary condition was adopted for the circumferential boundaries on the Z plane, which uses a fixed value of flow velocity at the inlet along with the related turbulence properties and zero gradient of the flow variables excluding the pressure at the outlet. Whilst a symmetry-type boundary condition was selected for the side boundaries of the computational domain, a no-slip condition was applied for the airfoil walls. The inlet conditions were adjusted according to the angle-of-attack of the airfoil.

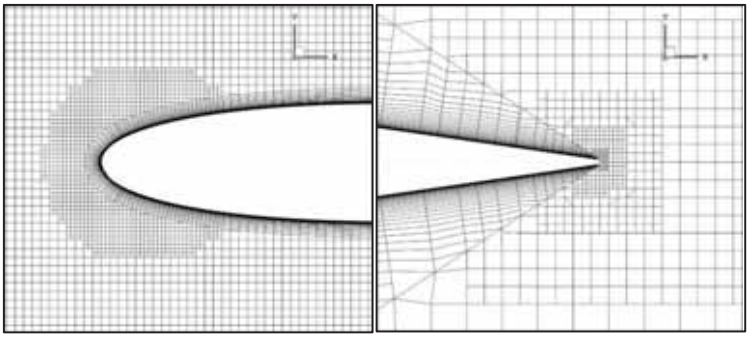


Figure 1. Detailed representations of leading and trailing edge meshes

A basic grid dependence analysis was conducted prior to the main simulations. Three different mesh structures with different grid sizes were prepared for the analysis. After the generation of the initial mesh structure, the resolution of the meshes was systematically increased at each direction of the coordinate system by a factor of approximately 1.15. The angle-of-attack was set to 15° for the grid dependence study. As previously mentioned, the y^+ value was nearly equal to 1 in the simulations. The basic properties of the meshes used

along with the lift coefficients obtained are collected in Table 1. As is seen, the mesh B and C produced very close results. As an adequate convergence was found to be achieved, the subsequent simulations was conducted with the mesh B.

Table 1. Grid dependence analysis – lift coefficients

Mesh	Cell Count	Cells on surface	Max. Aspect Ratio	Max. Skewness (°)	C_L
A	2,689,607	57,057	64	81	1.402
B	4,376,907	67,026	50	79	1.426
C	7,683,022	98,013	40	78	1.428

Shown in Figure 2 are the comparative pressure coefficients along the circumference of the airfoil. The experimental results in [18] along with those obtained from the simulations for three different values of angle-of-attack are included in the figure. The excellent agreement of the results for all cases considered is clearly apparent. Table 2 presents the lift coefficients (C_L) obtained from these simulations in comparison with the experimental results in [19]. As seen in the table, whilst the difference was about %5.7 at angle-of-attack of 15°, the agreement was much stronger for the case with an angle-of-attack of 10°. The validation study indicated that the CFD model used was appropriate to be considered for the following aeroacoustic simulations.

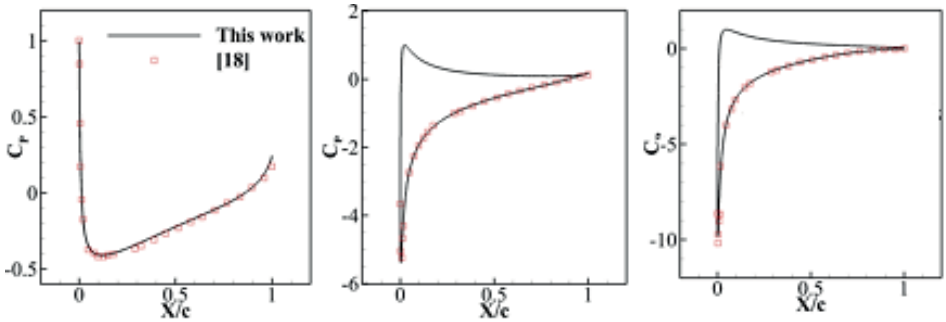


Figure 2. Comparison of the pressure coefficients along airfoil surface; 0°, 10° and 15°

Table 2. Comparative lift coefficients

Angle of Attack (°)	C_L (CFD)	C_L [19]	Diff. (%)
10	1.062	1.071	0.8
15	1.426	1.513	5.7

2.3. Aeroacoustic validation

Prior to the simulations with the serrations geometries, an aeroacoustic validation study was also performed. For this purpose, the acoustic experiments involving NACA 0012 airfoils in [7] was referred. Accordingly, a Reynolds number of 1.13×10^6 and a Mach number of 0.208 along with an angle-of-attack value of 7.3° was considered while capturing the acoustic

fluctuations up to 10 kHz was aimed in the CAA analyses. Basically, the mesh structure B aforementioned, which was selected in consequence of the grid dependence study performed was used for the analysis. However, to match the experimental conditions in a more suitable manner and to increase the discretisation accuracy, in lieu of changing the direction of the flow by means of the inlet conditions, the computational model itself was, first, rotated inside the solution domain and then, the cut-cell based mesh generated accordingly. In order to better capture the small-scale pressure fluctuations, computational mesh was further refined at the trailing edge of the airfoil. Due to the lower Re value of the simulation compared to that of the aerodynamic validation study, the mesh size slightly reduced although the resolution of the mesh B was exactly kept constant for the rest of the solution domain. The details of the computational mesh are given in Table 3.

Table 3. Details of the computational mesh

Cell Count	Cells on surface	Max. Aspect Ratio	Max. Skewness (°)
3,974,650	66,677	50	79

The maximum value of the resolvable flow disturbance frequency which can be captured by a local mesh structure can be given as in Equation 3 [20]. In this equation, k and D describe the turbulent kinetic energy and maximum size of an individual cell, respectively.

$$f_{max} = \frac{\sqrt{\frac{2k}{3}}}{2D} \tag{3}$$

By taking this approach into consideration, a steady-state simulation was conducted to check whether the generated mesh was able to capture the desired frequency range. Figure 3 shows the f_{max} distribution obtained around the trailing edge. As is seen, the mesh resolution around the trailing edge can resolve the frequencies up to 20 kHz. As the primary interest of this study was the investigation of the trailing-edge-based noise generation, it was concluded that the mesh considered was suitable to resolve the frequency range targeted and the results can be compared with those in [7].

Following the steady-state simulation described above, the acoustic validation study by using compressible URANS equations, as detailed in Section 2.1, was conducted with the mesh structure selected. The location of the virtual receiver was set according to Brooks' experiments where it was placed at 1.22 m above the airfoil trailing edge. The acoustic pressure fluctuations at the virtual receiver was then converted from time domain to frequency domain by means of Fast-Fourier-Transform (FFT). The basic results of the acoustic simulation are comparatively given in Table 4. The frequency of the dominant Sound Pressure Level (SPL) value was closely matched with the experimental data whilst the magnitude was found to be within 10% of the experimental value.

The left-hand side of Figure 4 shows the comparative frequency spectrums of the calculated and experimental SPL signals at the receiver location. The curves were smoothed by using a moving-averaging procedure with a filter length of one-third-octave. As is seen, although the general trend of the plot calculated presents some similarities to that of the experiments, there is a quite large difference in the magnitude of the SPL values. The discrepancy is clearly

arising from the inability of the RANS-based simulations to resolve the small scale/high frequency disturbances in the flow field. This deficiency results in a distinct underestimation of the pressure fluctuations. In fact, as far as CAA is concerned, a Large Eddy Simulation (LES) based computation is much more suitable to capture the smaller scale turbulent structures. However, the mesh resolution requirements of a proper LES analysis are extremely high as one should prepare the mesh structure taking the smaller length scales of the turbulence into account.

Nevertheless, to reveal the differences of the results of both methods, LES was also carried out with the exact mesh structure and boundary conditions applied in the RANS simulations. WALE Subgrid Scale model was used to calculate the turbulent structures that were smaller than the local mesh size. The comparative plots are shown in the right-hand side of Figure 4. One can clearly observe that the higher frequencies present more accurate SPL values in the LES method compared to those in the RANS method. The magnitude of the dominant noise was also calculated as 69.74 dB which is only %1.5 percent different from the experiment. However, probably due to the fact that the mesh used in this simulation had insufficient resolution for LES, as aforementioned, the dominant SPL frequency was calculated highly incorrectly. In order to provide a graphical representation about the difference between two models in terms of resolved turbulent structures, the Q isosurfaces [21] calculated with both methods are given in Figure 5. The small-scale resolving capability of LES is apparent. As the RANS based computations were primarily targeted in the study and the actual mesh requirements of LES is much higher, the rest of the simulations were carried out by means of RANS computations.

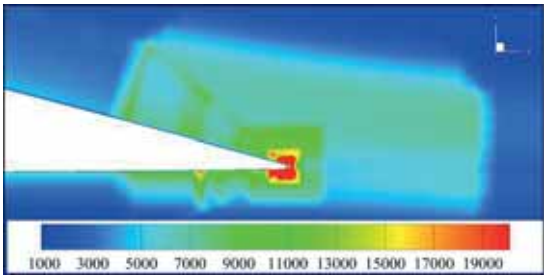


Figure 3. f_{max} distrubution near trailing edge (Hz)

Table 4. Results of the acoustic validation study

Dominant Noise	Brooks (1989)	CAA
Frequency (Hz)	1248	1261
Magnitude (dB)	68.6	61.6

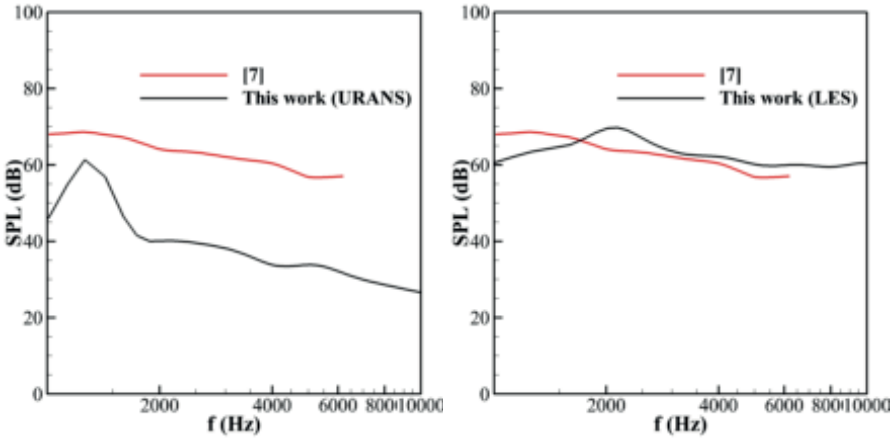


Figure 4. Comparison of the experimental and CAA results; left URANS, right: LES

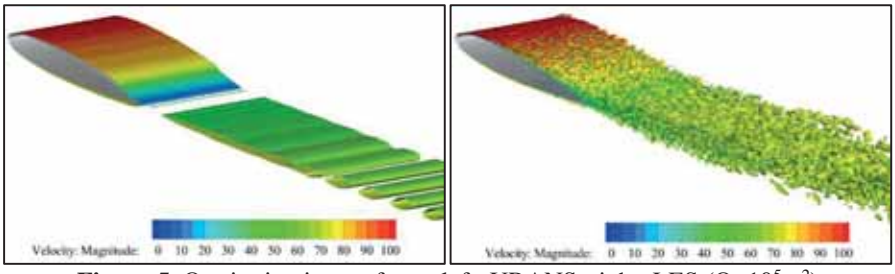


Figure 5. Q-criterion iso-surfaces; left: URANS, right: LES ($Q=10^5\ s^{-2}$)

2.4 Implementation of Serrations on the Trailing Edge

Flat-plate sawtooth type serration geometries were taken into consideration as in [8]. The geometries were generated according to three basic parameters which are the serration period (λ), serration height (h) and the ratio of λ/h. The graphical representations of these parameters are given in Figure 6. Howe [8] suggested that the value of λ/h should not exceed 4, as well as the angle of the serrations should not be greater than 45°, in order to reduce the self-noise of an airfoil. Considering these limitations, seven different serration geometries were prepared for the analyses and then they were mounted at the trailing edge of the original model, S1, which was previously used in the CAA validation analysis (Section 2.3). The basic parameters of the serrations are given in Table 5. As the simulations involving the serration geometries were carried out based on the experimental study of Brooks [7], the value of Re and Ma numbers and the angle-of-attack of the airfoil were also specified as in the CAA validation study. Likewise, the general structure of the computational domain remained unchanged. However, a considerable number of additional cells were certainly required for the computational model of the serration geometries added. Care was taken to apply nearly the identical mesh resolution used on the surface and in the vicinity of the trailing edge of the model S1 for the serrations. The overall cell count was increased

approximately by 10% for the cases involving the serrations, though this increase depended on the particular serration geometry considered. The geometry and the surface mesh structures of the serration configurations S2 and S8 are given in Figure 7 as an illustration.

The boundary conditions used in the CAA validation study were exactly applied while three different virtual microphones were placed around the airfoil with varying locations which were selected based on [7].

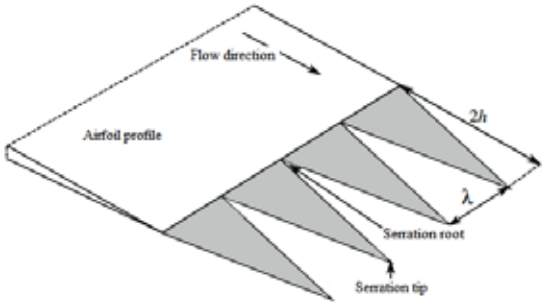


Figure 6. Representations of the serration parameters

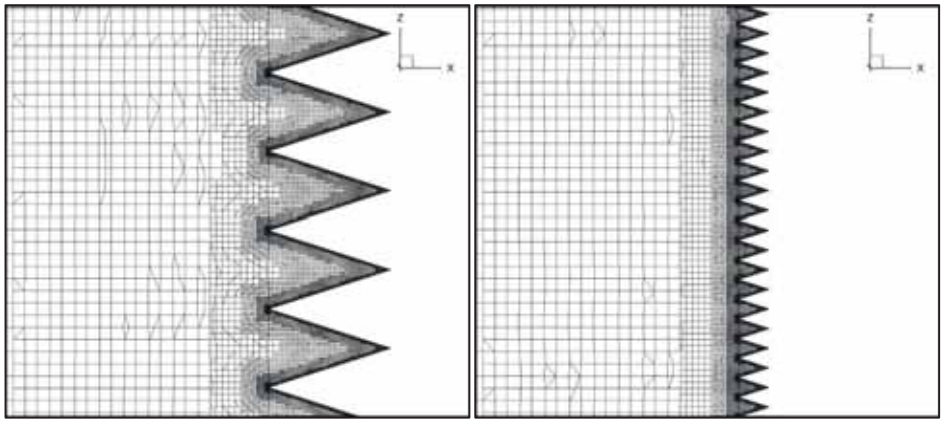


Figure 7. Top view of the surface mesh; left: S2, right: S8

Table 5. Parameters of the serrations

Case	h (mm)	h/c	λ (mm)	λ /c	λ/h
S2	2.5	0.0109	3.2	0.0140	1.28
S3	2.5	0.0109	1.6	0.0070	0.64
S4	1.25	0.0055	1.6	0.0070	1.28
S5	1.25	0.0055	0.8	0.0035	0.64
S6	2.5	0.0109	0.8	0.0035	0.32
S7	0.625	0.0027	1.6	0.0070	2.56
S8	0.625	0.0027	0.8	0.0035	1.28

3. Results

The root-mean-square (rms) values of the pressure fluctuations obtained from the simulations were used in order to calculate the Overall-Sound-Pressure-Level (OASPL) values. The definition of the OASPL is given in Equation 4 where p_{ref} represents the reference sound pressure which is equal to $2x10^{-5}$ Pa.

$$\mathrm{OASPL} = 10 \log \left(\frac{p^2_{rms}}{p^2_{ref}} \right) \tag{4}$$

The OASPL and dominant SPL values obtained are presented in Table 6. M1, M2 and M3 implies the virtual microphones which were placed on the spanwise midsection of the airfoil. Whilst M1 and M2 was located at 1.22 m and 0.4 m above the trailing edge of the airfoil, respectively, M3 was positioned at 0.4 m below it. The receiver locations can be seen in Figure 8.

Table 6. OASPL and dominant SPL values of the cases

Case	λ/h	OASPL (dB)			Dominant SPL (dB)		
		M1	M2	M3	M1	M2	M3
S1	-	61.7	70.5	68.4	59.3	69.0	67.2
S2	1.28	67.1	76.5	72.1	64.8	74.8	71.1
S3	0.64	62.2	71.8	66.9	58.3	69.1	65.9
S4	1.28	62.6	71.3	67.2	58.6	68.3	65.6
S5	0.64	63.1	72.5	69.4	60.9	71.1	68.6
S6	0.32	66.1	75.8	73.0	64.0	74.3	71.9
S7	2.56	58.4	67.9	64.2	55.5	66.1	62.7
S8	1.28	65.2	74.3	70.8	62.0	72.0	69.5

Firstly, the table indicates that the microphone relatively distant from the airfoil (M1) displays a significantly decreased noise level of about 10 dB than the others, as expected. On the other hand, the calculated OASPL is higher at the suction side of the airfoil compared to that at the pressure side. As far as the overall and dominant SPL values are concerned, both values are comparable with each other in all cases which means that the level of the dominant peak of the sound pressure largely affects the overall SPL. However, note that the difference between the OASPL and dominant SPL values is not exactly constant at each case. A larger difference indicates a shift of the sound energy from the dominant SPL frequency to the rest of the spectrum.

It can be clearly seen, from Table 7, that the only significant reduction in SPL was obtained with the S7 case, which had the largest λ/h ratio, in comparison to the reference case S1. The airfoil self-noise decreased about 4 dB for both OASPL and dominant SPL values for all three receivers. Whilst most of the serration configurations simply increased the self-noise level of the airfoil, a reduction of the dominant SPL value was observed for the cases S3 and S4 where OASPL value of M3 was also slightly decreased. On the other hand, the case S2

presented a substantial increase of about 6.5 dB in both OASPL and dominant SPL values. Whilst the investigation of the individual serration parameters, λ and h, did not exactly produce any characteristic trends related to their effect to the noise reduction mechanism, the increase of the ratio λ/h generally decreased the sound pressure levels with a few exceptions. Figure 9 displays the trend of the OASPL values calculated. Whist the cases S5 and S3 with the same λ/h ratios presented relatively small difference in OASPL, the difference between the results of the cases S2, S4 and S8 was quite large although their λ/h ratios were also identical. This clearly indicates that λ/h is not the single effective parameter affecting the self-noise levels. It is also interesting to note that the lowest SPL values were obtained with λ=1.6 mm or λ/c=0.007 (S3, S4, S7). This may perhaps indicate the contribution of the other parameters on the noise reduction mechanism, which were not taken into consideration in this study, such as, for instance, the thickness of the boundary layer (δ)[8].

Figure 10 shows the frequency spectrum of the pressure signals received at M1 in terms of SPL, for all cases analysed. The sub-plot given on the bottom left represents the zoomed in version of the dominant peak, whilst the other sub-plot displays one-third-octave-averaged version of the general spectrum.

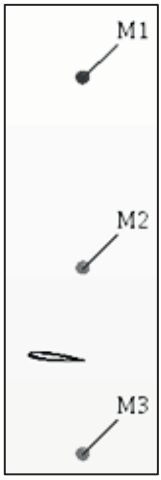


Figure 8. Receiver Locations (not to scale)

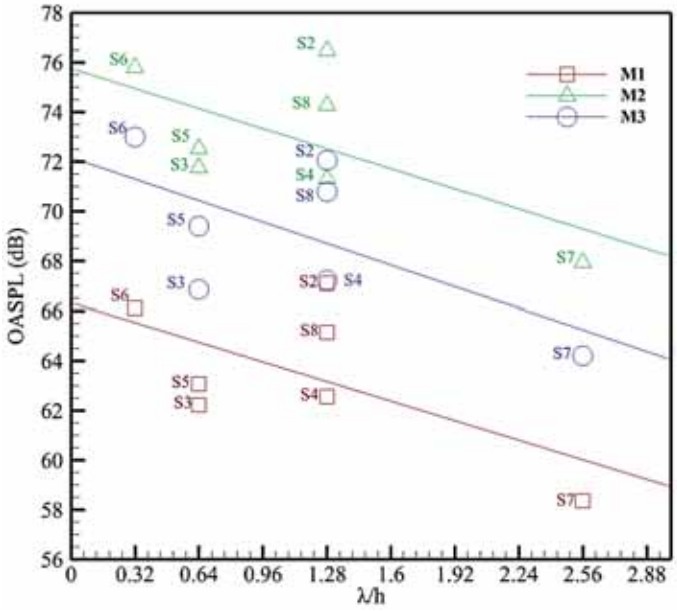


Figure 9. Trend of the noise reduction regarding λ/h

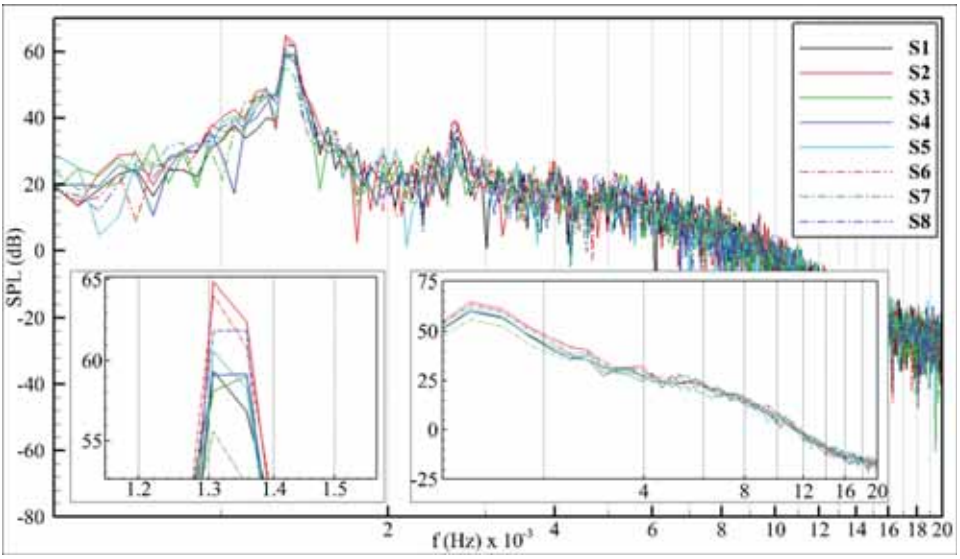


Figure 10. Spectrum of the pressure signal at the receiver M1

As seen in the figure, the peak of the signals occurred at around 1300 Hz which was the dominant noise source of the airfoil, for all three receivers. One can observe the substantially lower peak value of the case S7 which presented an 11 dB lower magnitude than the case S2. A secondary peak at around 2700 Hz with a magnitude of approximately 40 dB is also visible in Figure 10. This sound level roughly corresponds to the background acoustic noise level of a library and appears to be highly insignificant in comparison to that of the primary peak. The secondary peak completely diminishes in the S7 case suggesting that the serrations were particularly effective within a range of roughly 1000-3000 Hz. This can also be seen from the bottom right sub-plot of Figure 10.

To provide a basic understanding of the effect of the serrations on the near-field flow, the turbulent length scale (ℓ) and vorticity distributions were examined. The ℓ values can be deduced with an isotropic turbulence assumption, which is the basis of most of the RANS-based simulations, by using the following formula.

$$\ell = \frac{\sqrt{k}}{c_\mu \omega} \tag{5}$$

In Equations 5, k and ω describe the turbulent kinetic energy and specific dissipation, respectively, whilst C_μ implies a model constant. The vorticity, on the other hand, can be found by calculating the curl of the velocity vector as in Equation 6.

$$\vec{\xi} = \vec{\nabla} \times \vec{V} \tag{6}$$

Mainly, the increase of the λ/h values highly affected the vorticity distribution on the serration geometries and resulted in lower vorticity levels. This trend is, in fact, expected since the sharpness of the serrations diminishes with increasing values of λ/h. This property was generally conserved, particularly for the cases with relatively large differences in λ/h. For instance, the S6 and S7 cases, which also displayed a substantial difference in the acoustic self-noise levels, with the smallest and largest λ/h values applied, were comparatively investigated in Figure 11, which shows the vorticity distribution on the serration surfaces for these cases. The significantly larger area dominated by higher vorticity levels of the case S6 can be clearly seen in the figure. This trend immediately suggests a direct correlation between the vorticity and noise levels which eventually fails considering the cases S2, S4 and S8 having identical λ/h values, that produced substantially different noise levels. The vorticity distributions obtained for the cases S2 and S4 were comparable, if not identical (Figure 12). This indicates that other physical mechanisms are involved in the noise generation besides the vorticity levels. Shown in Figure 13 are the ℓ distributions on the constant X plane, immediately behind the serrations tips of the cases S2 and S4. The larger scale turbulent structures containing higher energy levels are clearly more dominant in S2 compared to S4 which may explain the high SPL values obtained for S2. It should be noted here that the decreasing trend of vorticity levels with larger values of λ/h was not exactly observed for the length scales which were probably affected by the individual parameters such as λ, δ, etc. Due to the limited cases that could be examined in this study, a detailed information about these aspects could not be obtained. The clear difference of the ℓ distributions for the S6 and S7 cases is also immediately visible in Figure 14 which supports the previous finding suggesting a correlation between the length scales and SPL values. However, for instance, the opposite trend was true for the cases S8 and S4, where the slightly higher vorticity levels of S8 perhaps caused its higher SPL values presented. The present findings then suggest a combined effect of the vorticity levels and turbulent length scales on the noise production mechanism.

On the other hand, the serrations were almost ineffective on the aerodynamic coefficients of the airfoil. Table 7 presents the lift and drag coefficient calculated. This aspect highly encourages their practical use in general engineering applications.

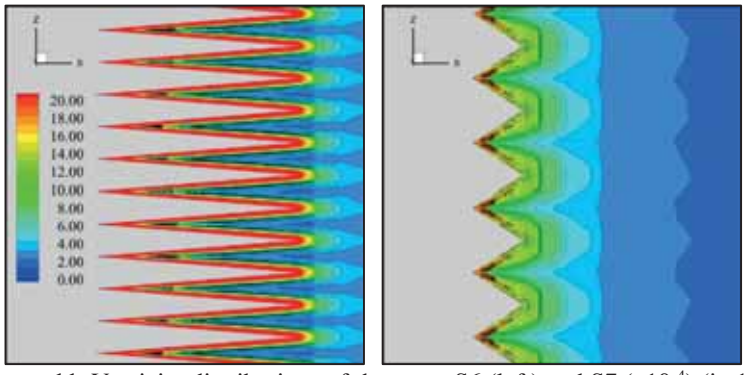


Figure 11. Vorticity distributions of the cases S6 (left) and S7 (x10^{-4}) (in 1/s)

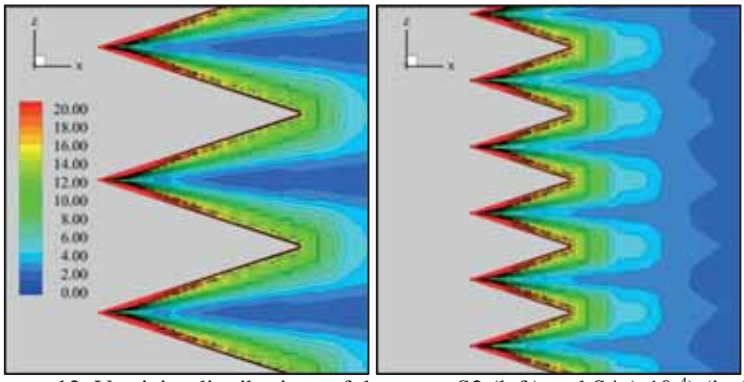


Figure 12. Vorticity distributions of the cases S2 (left) and S4 ($x10^{-4}$) (in 1/s)

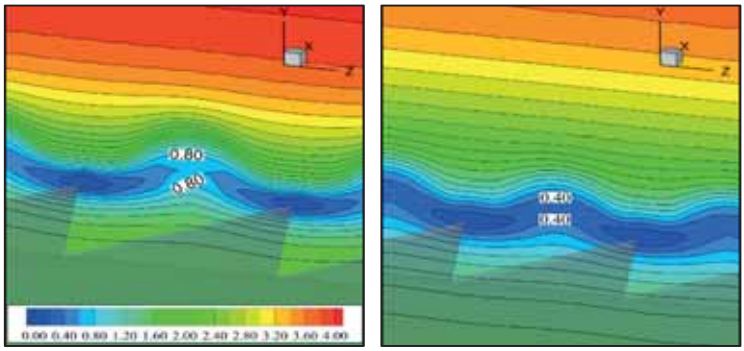


Figure 13. Turbulent length scale distributions of the cases S2 (left) and S4 (in mm)

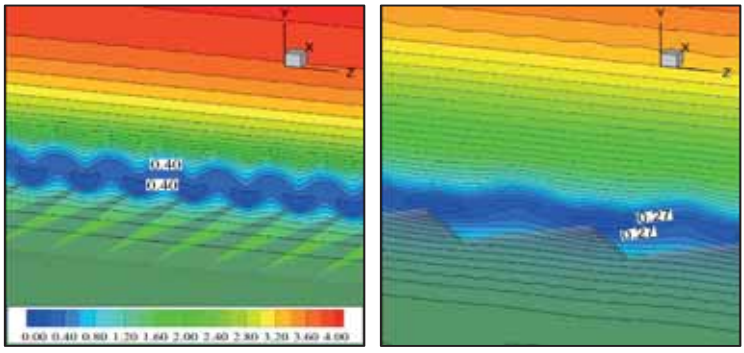


Figure 14. Turbulent length scale distributions of the cases S6 (left) and S7 (in mm)

Table 7. Lift and Drag Coefficients

Case	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8
C_L	0.79	0.81	0.81	0.8	0.8	0.8	0.8	0.79
C_D	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015

4. Conclusions

In this paper, the effect of the flat-type sawtooth type serrations on the acoustic far-field self-noise of a NACA 0012 airfoil is investigated. Various serrations with different λ, h and λ/h values were analysed with computational methods. An attempt was made to find the most effective serration configuration to reduce the far-field self-noise of the airfoil profile with altering the interaction of the turbulent flow and the trailing edge of the airfoil which is the main source of the noise in this particular type of flow. Thus, benefiting from a systematic unsteady RANS based study, the aerodynamic and aeroacoustic performances of the serrations was analysed.

Two peaks, around 1300 Hz and 2700 Hz were detected in the frequency spectrum of the SPL values. The first peak was highly dominant and strongly affected the OASPL values for all cases. The only significant reduction in SPL was obtained for the case with the largest λ/h ratio of 2.56. The airfoil self-noise decreased about 4 dB for both OASPL and dominant SPL values for all three receivers for this particular case. The secondary peak completely diminished in this case suggesting that the serrations were particularly effective within a range of roughly 1000-3000 Hz. Whilst the investigation of the individual serration parameters, λ and h, did not exactly produce any characteristic trends related to their effect to the noise reduction mechanism, the increase of the λ/h ratio generally decreased the sound pressure levels with a few exceptions. For instance, the difference between the results of the cases with a λ/h ratio of 1.28 was quite large. This indicates that λ/h is not the single effective parameter on the self-noise levels. The lowest SPL values were obtained with λ/c=0.007 indicating the contribution of the other parameters on the noise reduction mechanism. An increase in the λ/h values basically diminished the vorticity levels on the serration geometries. However, this trend was not conserved for the turbulent length scale values in the immediate vicinity of the serration tips. The noise levels were partly affected by the vorticity levels whilst the ℓ value were also effective. The present findings suggested a combined effect of the vorticity levels and turbulent length scales on the noise production mechanism. However, more research with considerably larger serration configurations and a more sophisticated turbulence model which is capable of capturing the small-scale fluctuations in the flow field (e.g. [22]) is definitely needed to enlighten the physical mechanism of the noise suppression and design effective serration configurations.

The aerodynamic coefficients remained almost unchanged for the cases with the serrations which encourages their use in general engineering applications.

5. References

[1] Oerlemans, S., Detection Of Aeroacoustic Sound Sources On Aircraft And Wind Turbines, Enschede, 2009.

[2] Chong, T.P., Joseph, P. & Gruber, M., An experimental study of airfoil instability noise with trailing edge serrations. *15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (30th AIAA Aeroacoustics Conference),* Stockholm, Sweden : June 7-9, 2010.

[3] Moreau, S., Direct numerical simulation of acoustic reduction using serrated trailingedge on an isolated airfoil, *20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA 2014-2324,* 2013.

[4] Strouhal, V., "Ueber eine besondere Art der Tonerregung" (On an unusual sort of sound excitation). *Annalen der Physik und Chemie*, *3rd series, 5 (10),* 216–251, 1878.

[5] Lighthill, M. J., On sound generated aerodynamically I: general theory. *Proceedings of the Royal Society*, 564-587, 1952.

[6] Williams, J. E., & Hawkings, D. L., Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A, Vol. 264, No. 1151,* 321-342., 1969.

[7] Brooks, T. F., Pope, D. S., & Marcolini, M. A., *NASA Reference Publication 1218: Airfoil Self-Noise and Prediction*. NASA, 1989.

[8] Howe, M., Aerodynamic noise of a serrated trailing edge. *Journal of Fluids and Structures, Vol.5(1),* 33-45, 1991.

[9] Arndt, R. E. A. & Nagel, R. T., Effect of leading edge serrations on noise radiation from a model rotor. *AIAA Paper No. 72-655,* 1972.

[10] Jones, L. E. & Sandberg, R. D., Direct numerical simulations of noise generated by the flow over an airfoil with trailing edge serrations. *15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (30th AIAA Aeroacoustics Conference),* Miami, Florida, USA : May 11-13, 2009.

[11] Chong, T.P., Joseph, P. & Gruber, M., An experimental study of airfoil instability noise with trailing edge serrations. *15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (30th AIAA Aeroacoustics Conference),* Stockholm, Sweden : June 7-9, 2010.

[12] Menter, F. R., Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal* 32(8), 1598-1605, 1994.

[13] Wilcox, D. C., Multiscale Model for Turbulent Flows. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal* 26(11), 1311-1320, 1988.

[14] Tennekes, H., Lumley, J.L., "A First Course in Turbulence". Cambridge, UK,MIT Press, 1972.

[15] Blazek, J., "Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications". Elsevier, Oxford, UK, 2001.

[16] Patankar, S., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow". McGraw-Hill, New York, USA, 1980.

[17] Davidson, L., "Numerical Methods for Turbulent Flow". Lecture Notes. Department of Thermo and Fluid Dynamics. Chalmers University of Technology. Goteborg, Sweden, 2005.

[18] Gregory, N. & O'Reilly, C. L., *Low-Speed Aerodynamic Characteristics of Naca 0012 Aerofoil Section, including the Effects of Upper-Surface Roughness Simulating Hoar Frost. Reports and Memoranda No. 3726,* NASA, 1973.

[19] Ladson, C. L., *NASA Technical Memorandum 4074: Effects of Independent Variation of Mach and Reynolds Numbers on the Low-Speed Aerodynamic Characteristics of the NACA 0012 Airfoil Section*. NASA, 1988.

[20] Mendonça, F., Read, A., Caro, S., Debatin, K. & Caruelle, B., Aeroacoustic Simulation of Double Diaphragm Orifices in an Aircraft Climate Cooling System, *AIAA-2005-2976,* 2005.

[21] Lesieur, M., Métais, O., Comte, P., Large-Eddy Simulations of Turbulence, Cambridge, 2005.

[22] Menter, F.R. & Egorov, Y., The Scale-Adaptive Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions., *Flow, Turbulence and Combustion*, 85(1): 113-138, 2010.

AKILLI YALPA ÖNLEYİCİ BİR SİSTEMİN HATA TOLERANS KONTROLÜ İLE RİSK ANALİZİ

Deniz ÖZTÜRK[1] ve Hakan AKYILDIZ[2]

ÖZET

Risk analizi yöntemi ile tespit edilen, özellikle yüksek risk puanına sahip olası hataların gerçekleşmesi durumunda sistemin bir kontrol mekanizması ile stabil hale getirilmesi ve kabul edilebilir bir seviyede çalışmaya devam etmesi istenmektedir. Bu makalede, Magnus etkisi prensibi ile çalışmakta olan akıllı yalpa önleyici bir sistem üzerinde "Hata Tolerans Kontrolü" (Fault Tolerant Control - FTC) incelenmiştir. Risk analiz yöntemi olarak "Hata Modu ve Etkileri Analizi" (Failure Mode and Effect Analysis - FMEA) seçilmiştir. Sistemin hata diyagramı ile belli başlı bileşenlerini ve bileşenlerin birbirleriyle olan ilişkilerini içeren blok şeması oluşturulmuştur. Olası riskler, risklerin etkileri, nedenleri ve risk öncelik puanları tespit edilerek mevcut süreçte uygulanabilecek hata tolerans kontrolleri belirlenmiştir. Yapılan çalışmayla batarya, kontrol ünitesi, güç ünitesi ve elektrik donanımının hata riski yüksek alt sistemler olduğu fakat uygun bir kapalı döngü hata kontrol mekanizması ile sistemin yeterli performansta çalışmasını sürdürebileceği görüldü.

Anahtar Kelimeler: Magnus etkisi, hata modu ve etkileri analizi, hata tolerans kontrolü, yalpa sönümleyici sistem

[1] Yüksek Lisans Öğrencisi, ozturkdeni@itu.edu.tr, İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi 34469 Maslak İstanbul

[2] Profesör Doktor, akyildiz@itu.edu.tr, İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi 34469 Maslak İstanbul

1. Giriş

Gemilerde emniyet ve konforun sağlanabilmesi için yalpa hareketini sönümlemeye yönelik deneyler ve ampirik formüllerle sürekli çalışmalar yapılmaktadır. Öte yandan, gezinti teknelerinde ve belirli boyutlardaki motor yatlarda yolcuların konforu ve güvenliği için olası hataları gerçekleşmeden önce incelemek ve gerekli önlemleri almak önemli bir araştırma konusu haline gelmiştir. Nitekim dış kuvvetlere sürekli maruz kalınan bir ortamda ortaya çıkabilecek risklerin minimum seviyeye indirilmesi gerekir.

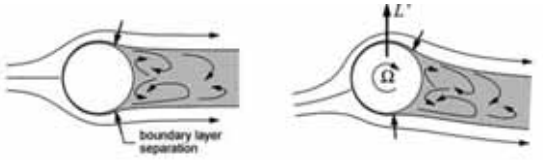
Bu çalışma, Magnus etkisi ile çalışan akıllı bir yalpa önleyici sistem [1] üzerine geliştirilmiştir. Sistem, oldukça iyi denge koşulları yarattığından ötürü güvenlik ve konfor açısından tercih edilir. Fakat bu gibi henüz tasarım aşamasında olan otomatik sistemlerin sahip olduğu potansiyel riskler tespit edilmelidir. Kapalı döngü bir kontrol sistemi ile, sistemde hata gerçekleşmesi durumunda sistemin minimum koşulda dahi olsa çalışması sağlanmalıdır. Güvenilirliği ve emniyeti arttırmak bir yana, ekonomik anlamda da avantaj sağlamak için hata tolerans kontrolü [2] sistemi geliştirmek önem arz eder. Asıl nokta ise, hatanın gerçekleştiği durumda hatayı tanımlayan bir uyarı sistemi oluşturmak ve hatanın nasıl çözüleceğini seçmektir.

Çalışmanın temel amaçları aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

1- Magnus etkisi ile çalışan akıllı yalpa önleyici sistemin incelenmesi
2- Sisteme hata türleri ve etkileri analizi metodolojisinin uygulanması [3]
3- Basit bir hata tolerans kontrol çevrimi oluşturulması

2. Akıllı Yalpa Önleyici Sistem

Bernoulli prensibi temel alınarak tanımlanabilen Magnus etkisi, akışkan içerisinde kendi ekseni etrafında dönmekte ve ilerlemekte olan cisme akışkan tarafından uygulanan dik kuvvet olarak bilinir [4]. Gemilerde Magnus etkisi ilk defa gemi sevkini sağlamaya yönelik kullanılmış olup, güverteye yerleştirilen Flettner rotorları [5] sayesinde çevreye duyarlı, yakıt tüketimini azaltması hedeflenen bir sistem geliştirilmiştir. Geminin her iki bordasına silindirik yapıların adapte edilmesi Magnus etkisinden yararlanılabilmesini sağlamıştır [6-8]. Soldan sağa doğru ilerleyen bir akışkan içerisinde saat yönünde dönmekte olan bir silindirin etrafındaki akış hızı farklılığı basınç farkına yol açar. Silindirik yapının üst kısmında akışkan içerisindeki hız artışı basıncın azalmasına sebep olurken, alt kısmında hızın azalmasıyla birlikte basınç artar. Bu durum, yukarı doğru bir kaldırma kuvveti yaratır, bkz. Şekil 1, ve doğrultucu moment sayesinde gemilerde yalpa hareketi sönümlenir.



Şekil 1. Magnus etkisi prensibi [4].

Elektromekanik sistem aracılığıyla silindirlerin akışa bağlı olarak dönme yönü ve hızı değiştirilebilir. Rotorun deniz seviyesine paralel konumda yerleştirilmesi, bkz. Şekil 2, fin sistemleri ile karşılaştırıldığında moment kolu farkından dolayı yalpa sönümleme kapasitesini arttırır [9]. Sistemin çalışmadığı durumlarda silindir çifti bordaya doğru katlanır ve takıntı direnci fin sistemlerinde olduğundan daha az etki gösterir. Sistem, bkz. Şekil 3, yüksek hızlı yarı deplasman teknelerine, deplasman teknelerine ve ticari gemilere adapte edilebilmektedir. Rotor sistemi, modern bir yalpa önleyici sisteme sahip olmayan teknelerde bordaya ciddi zarar verilmeden monte edilebilir. Fin sistemleri ve jiroskoplarda olduğu gibi rotor sisteminin hidrolik operasyona ihtiyacı yoktur. Tam elektronik toplanma sistemi rahat ve sessiz bir işlem sunar. Rotorun Park/Drive pozisyonu, dakikadaki devir sayısı ve rotasyon yönü hareket, hız ve konum sensörleri sayesinde belirlenir. Koop'a göre [10], rotor sistemi seyir hızı 6-13 knot değerlerinde iken verimli şekilde çalışmaktadır.

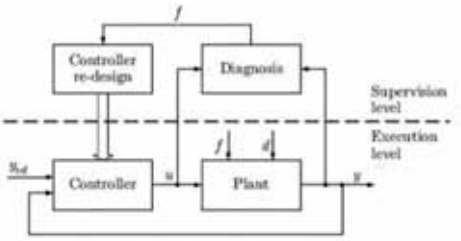
Şekil 2. Rotor sisteminin yerleştirilmesi [9].

Şekil 3. Rotor sistemi [6].

3. Yöntem

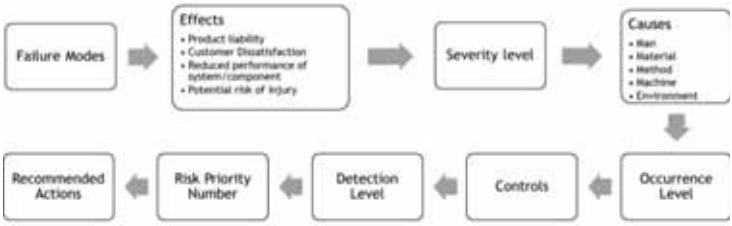
Potansiyel hata toleransı ile tasarımı yapılan bir kontrol sistemi, bkz. Şekil 4, ürün performansının stabil olmasını sağlarken, ürünün elverişliliğini ve güvenilirliğini de mümkün kılar. Bu çalışmada hata yönetimi, jenerik olarak tasarlanan hata tolerans kontrol mekanizması ile sağlanmıştır. Hatayı fark etmek, hatanın gerçekleştiği kaynağı veya alanı tespit etmek ve ardından uygun hamlelerde bulunarak hatanın zararlı etkilerini minimuma indirmek hata tolerans kontrolünün temelini oluşturur [2]. Hata tolerans konfigürasyonu, herhangi bir bileşende veya fonksiyonda meydana gelecek hatalarda ürünün düşük performansta olsa dahi planlanan operasyonunu sürdürebilmesi için gereken desteği sağlar. Hata tolerans kontrolü aktif ve pasif olmak üzere ikiye ayrılır [11]. Çalışmada üzerinde durulan aktif hata tolerans kontrolü, hata tespiti ve yeniden yapılandırma mekanizması içermesiyle pasif olandan ayrılır. Hata tespiti, uygun bir yeniden yapılandırma mekanizmasının devreye girmesi için önem taşımaktadır. Hata tespiti ve ayrıştırılması sisteminin (Fault Detection and Isolation – FDI) ana işlevi hatanın kendisini ve kaynağını tespit etmektir. Uluslararası Otomatik Kontrol Federasyonu aşağıdaki tanımlamaları yapmıştır [12].

Hata tespiti: Bir sistemde bulunan hataların ve hata tespit zamanının saptanması
Hata ayrıştırılması: Hatanın çeşidi, konumu ve tespit zamanının saptanması
Hata tanılaması: Hatanın boyut ve zamanla değişen davranışlarının saptanması



Şekil 4. Genel hata toleransı kontrolü şeması [13].

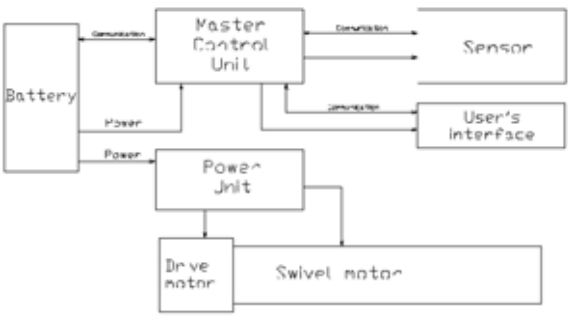
Sistem dayanıklılığını sağlamak adına bu çalışmada hata modu türleri ve etkileri analizi tercih edilmiştir. Analizin temel prensibi, bir ürünün veya sürecin daha gelişme aşamasının başlarında meydana gelebilecek olası hatalarını, hataların sebeplerini, sonuçlarını ve etkilerini öngörmektir. Hataların öncelik sırasına göre incelenerek sayısal karşılıklarını sunmak, hata oluşmadan düzeltici faaliyetleri uygulamak analizin kapsamına girer. Yöntemin uygulama aşamaları Şekil 5'te verilmiştir. Genel anlamda Sistem HMEA, Tasarım HMEA, Proses HMEA ve Servis HMEA olmak üzere dört tip analiz olduğu kabul edilir [14]. Bu çalışmada tasarım HMEA örneği sunulmuştur. Tasarım HMEA, üretim aşamasındaki ürünün tüm bileşen ve alt bileşenlerini inceler. Risk öncelik puanı, şiddet (Ş), olasılık (O) ve keşfedilirlik (K) için atanmış değerlerin çarpılmasıyla hesaplanır. Risk öncelik puanına göre sıralanan bileşenler için eylem planı oluşturulur.



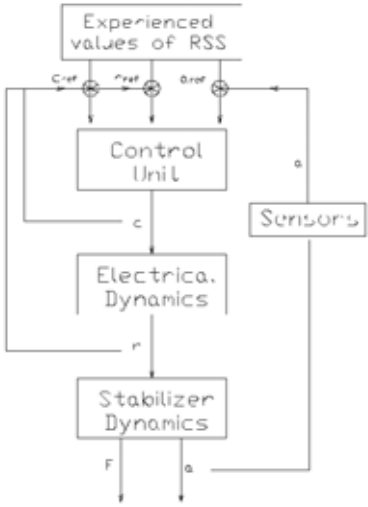
Şekil 5. Hata modu ve etkileri analizi uygulama aşamaları

4. Değerlendirme ve Analiz

Bu çalışmada, akıllı yalpa önleyici sistemin genel anlamda kontrol ünitesi, sensörler ve direkt olarak stabilizasyonu sağlayan elemanlardan oluştuğu öngörülmüştür. Öncelikle, öngörülen tüm bileşenlerin birbirleri arasındaki ilişkiyi ifade etmek amacıyla sistemin blok şeması oluşturulmuştur. Hata tolerans kontrolü mekanizmasında kullanılmak üzere bir hata diyagramı tanımlanmıştır. Rotor hızı (r_{ref}), anlık seyir hızı (c_{ref}) ve teknenin meyil açısının (a_{ref}) referans değerleri kontrolör tarafından tespit edilir. Hata toleransı kontrolü mekanizması gereğince, yalpa önleyici sistemin tecrübe edilmiş değerleri r_{ref} ve a_{ref} birbirleriyle direkt olarak ilişkili iken, anlık seyir hızı olan c_{ref}, operasyon alanına göre değişiklik gösterir. İstenmeyen bir meyil açısında sistemin çalıştırılmasıyla, mevcut seyir hızına uygun bir rotor dönme hızı tespit edilerek sistem çıktısı olarak itme kuvveti (F) ve yeni meyil açısı (a) elde edilir.



Şekil 6. Rotor sistemi blok şeması



Şekil 7. Hata diyagramı

Potansiyel hata türlerini analiz etmek ve hata tolerans kontrolü mekanizmasına entegre etmek amacıyla sisteme tasarım hata türleri ve etkileri analizi uygulanmıştır. Sistemin dizayn ihtiyaçları, işlevleri ve bileşenleri birbirleriyle ilişkili olarak farklı kategorilerde incelenerek risk öncelik puanları tespit edilmiştir. Bu aşamada ilk olarak, ürünün müşteri yorumları dikkate alınarak müşteri ihtiyaçları belirlenmiştir. Müşteri ihtiyaçlarının tasarım gerekliliklerine dönüştürülmesi için kalite fonksiyonu yayılımı (Quality Function Deployment – QFD) metodu kullanılmıştır. R_n (n= 1,2,3..) ile ifade edilen tasarım ihtiyaçlarının olası hata türlerini tespit etmek amacıyla "ihtiyacın gerçekleştirilememesi", "ihtiyacın kısmen gerçekleştirilmesi", "ihtiyacın yanlış gerçekleştirilmesi" ve "ihtiyacın yanlış zamanda gerçekleştirilmesi" kategorilerinde değerlendirme yapılmıştır. FM_a^{ri} (i'inci ihtiyacın a'ıncı hata modu) olarak ifade edilen hata türlerinin müşteri üzerindeki etkileri öngörülerek her bir madde için şiddet değeri belirlenmiştir, bkz. Tablo EK-A.

Her bir tasarım ihtiyacının (R_n) ilişkili olduğu sistem işlevleri F_n (n= 1,2,3..) ile ifade edilmiştir. Olası hata türlerini tespit edebilmek amacıyla "işlevin başarısız olması", "işlevin gerçekleştirilmesinin engellenmesi", "işlevin ertelemeli gerçekleşmesi" ve "işlevin yanlış gerçekleştirilmesi" kategorilerinde değerlendirme yapılmıştır. FM_a^{fi} (i'inci işlevin a'ıncı hata modu) olarak ifade edilen hata türlerinin etkileri öngörülerek her bir madde için şiddet değeri belirlenmiştir, bkz. Tablo EK-B.

Son olarak, her bir işlevin (F_n) ilişkili olduğu sistem bileşenleri C_n (n= 1,2,3..) ile ifade edilmiştir. Olası hata türlerini tespit etmek amacıyla "bileşenin zarar görmesi", "bileşende verim kaybı", ve "bileşenin uyumsuzluğu" kategorilerinde değerlendirme yapılmıştır. FM_a^{ci} (i'inci bileşenin a'ıncı hata modu) olarak ifade edilen hata türlerinin sırasıyla etkileri, şiddet değerleri, sebepleri, oluşma olasılığı değerleri, kontrol tipleri, tespit edilebilirlik değerleri

belirlenerek risk öncelik puanları hesaplanmıştır. Yüksek risk öncelik puanına sahip olan bileşenden başlamak üzere eylem planları oluşturulmuştur, bkz. Tablo EK-C.

Tasarım ihtiyaçları ve sistem işlevleri direkt olarak hata tespit ve tasarım sürecine etkide bulunmadığından, ek olarak yalnızca hata modunun gerçekleşme sebepleri ve oluşma olasılığı değerleri tespit edilmiştir.

5. Sonuç ve Öneriler

Gelişen teknolojiyle birlikte karmaşık sistemlerin üretilmesi sistem tasarımlarını daha kapsamlı olarak incelemeyi gerektirir. Kaza ve kayıpların meydana gelmesi ise mühendis ve tasarımcıları geliştirme aşamasında olan bir sistemin olası hatalarını sebepleri ve sonuçları ile birlikte kontrol etmeye ve mümkünse ortadan kaldırmaya teşvik eder. Bu çalışmada, nispeten yeni bir teknolojiye sahip, gelişmeye açık bir yalpa önleyici sistem tanıtılarak hata türleri ve etkileri analizi uygulanmış, hata toleransı kontrolü ile incelenmiştir.

Tablo EK-A, Tablo EK-B ve Tablo Ek-C'de uygulanan hata türleri ve etkileri analizinin sonuçları sunulmuştur. Analizde hesaplanan risk öncelik puanlarına göre bileşenler öncelik sırasına konur. Akıllı yalpa önleyici sistemde, bataryanın ve güç ünitesinin hasar görmesi durumları öncelikli olmak üzere, yüksek risk öncelik puanına sahip tüm alt bileşenlerden elde edilecek veriler uygun bir kapalı döngü hata kontrol mekanizması ile kontrol edilmelidir. Geçmiş testler veya hesaplamalı analizler sonucunda elde edilecek veriler ile operasyon süresince elde edilen verilerin karşılaştırılması neticesinde hata tespit edilir. Kontrol mekanizması, hata gerçekleşmesi durumunda gerekli eylemleri otomatik olarak yerine getirerek, tüm sistemin yeterli performansta çalışmasını sağlamalıdır.

Bileşenin (Batarya) hata modu (Bataryanın hasar görmesi), etkisi (Sistemin çalışmaması) ve sebebini (Korozyon) inceledikten sonra hata tolerans kontrolünde oluşturduğumuz hata diyagramına dönersek, hata gerçekleştiği takdirde referans veriler ile gerçek veriler arasında bir fark olduğunu gözlemleyebiliriz. Örneği verilen uygulamada, jenerik olarak alınan parametrelerden rotor hızı (r_{ref}), elektrik dinamiğinde gerçekleşen hata sebebiyle gerçek veriler ile değişiklik gösterecektir. Sonuç olarak, birbirlerini destekleyen iki metot sayesinde hatanın türü ve lokasyonu tespit edilerek yıkıcı etkileri engellemeye yönelik önlemler alınabilecektir.

Gelecek çalışmalarda; uygun bir dayanıklı kontol birimi, dayanıklı hata tanımlama şeması ve yeniden yapılandırma mekanizması tasarlanarak aktif hata toleransı kontrolünün daha derinlemesine uygulanması hedeflenmektedir. Yalpa önleyici sistemin prototipinin üretilmesi durumunda ise, deney havuzunda yapılacak deneylerle elde edilecek veriler ile hesaplamalı analizler sonucunda elde edilecek veriler karşılaştırılabilecektir.

Kaynaklar

[1] Rotorswing. (n.d.). *The World ' s first electrical Magnus effect Yacht stabilizer system Stabilization without fins*. http://www.dmsholland.com/wp-content/uploads/2013/05/Brochure-RotorSwing_ENG.pdf

[2] Alwi, H., Edwards, C., Pin Tan, C. (2011). Fault Detection and Fault Tolerant Control Using Sliding Modes.

[3] Stamasis, D.H. (2003). Failure Mode and Effect Analysis: FMEA from Theory to Execution. 2nd Edition.

[4] Fluids – Lecture 16 Notes. (n.d.). http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/fluids/Lectures/f16.pdf

[5] Pearson, D. R. (2014). the Use of Flettner Rotors in Efficient Ship Design, 24–25.

[6] "ML200-AS Rotor Stabilizer Hull Unit", http://www.quantumhydraulic.com/specs/QuantumMagliftML200-AS.pdf

[7] "ML400-AS Rotor Stabilizer Hull Unit", http://www.quantumhydraulic.com/specs/QuantumMagliftML400-AS.pdf

[8] "ML600 Rotor Stabilizer Hull Unit", http://www.quantumhydraulic.com/specs/QuantumMagliftML600.pdf

[9] "RotorSwing boat stabilisers tested on Linssen sea trial", http://www.mby.com/gear/rotorswing-boat-stabilisers-tested-linssen-trial-49081

[10] Rotor Swing. (n.d.). *How the RotorSwing outperforms fin systems.,* http://www.dmsholland.com/wp-content/uploads/2013/09/Leaflet-RotorSwing_English.pdf

[11] Zyang, Y., Jiang, J. Bibliographical Review on Reconfigurable fault-tolerant control systems. *Annual Reviews in Control. 32 (2008). 229 – 252.*

[12] *Terminology in the Area of Fault Management. International Federation of Automatic Control.,*http://tc.ifac-control.org/6/4/terminology/terminology-in-the-area-of-fault-management

[13] Blanke, M., Kinnaert, M., Lunze, J., & Staroswiecki, M. "Diagnosis and Fault-Tolerant Control", Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2nd Edition, 2006.

[14] Carlson, C. (2012). Effective FMEAs: Achieving Safe, Reliable, and Economical Products and Processes using Failure Mode and Effect Analysis.

Ekler

Tablo EK-A. Akıllı yalpa önleyici sistemin ihtiyaçlarına uygulanan HMEA

	Hata Modu	Etki	Ş	Sebep	K	RÖP
1	Sistem yalpa hareketini sönümleyemiyor	Kullanıcı sistemi kullanmaktan vazgeçer	8	Sistemin manuel olarak açılıp kapanmaması Rotorların dönmemesi Rotorların dönme yönü yanlış Her iki rotorun da aynı yönde dönmesi Meyil açısının algılanmaması Akış yönü ve hızının tespit edilememesi Sensörlerin ana kontrol ünitesine yanlış meyil açısı bilgisi göndermesi Ana kontrol ünitesinin bataryayı çalıştırmaması Kullanıcı arayüzünden ana kontrol ünitesine bilgi aktarılamaması Bataryanın güç ünitesini çalıştıramaması Drive motorların çalışmaması Swivel motorların çalışmaması Rotorların açılmaması Drive modunun aktive edilememesi Kabloların zarar görmesi	3	24
2	Sistem yalpa hareketini sönümleme sürekliliğini sağlayamıyor	Kullanıcı memnuniyet-sizliği	6	Sistemin manuel olarak çalıştırılmasının çok uzun sürmesi Bataryadan ana kontrol ünitesine güç transferinin kesintili olması Bataryadan güç ünitesine güç transferinin kesintili olması Drive motorun aktive edilememesi Drive modunun çalışmaması Park modunun çalışmaması	4	24
3	Sistem yeterli kaldırma kuvveti üretemiyor	Kullanıcı hatayı görmezden gelir	6	Yetersiz akış hızı Aşırı akış hızı Meyil açısının yanlış tespit edilmesi Rotorun yeterli hızda dönmemesi	4	24
4	Sistem kaldırma hareketi üretemiyor	Kullanıcı sistemi kullanmaktan vazgeçer	8	Sistemin manuel olarak açılıp kapanmaması Meyil açısının tespit edilememesi Rotorların dönmemesi Akış yönü ve hızının tespit edilememesi Sensörlerden ana kontrol ünitesine meyil açısı hakkında bilgi iletilmemesi Ana kontrol ünitesinin bataryayı çalıştırmaması Kullanıcı arayüzünden ana kontrol ünitesine bilgi aktarılamaması Bataryanın güç ünitesini çalıştıramaması Drive motorların çalışmaması Swivel motorların çalışmaması Rotorların açlmaması Drive modunun aktive edilememesi Kabloların zarar görmesi Rotorların dönme yönü yanlış	2	16
5	Elektrik tahrikli sistem çalışmıyor	Kullanıcı sistemi kullanmaktan vazgeçer	8	Kabloların hasar görmesi	6	48

Tablo EK-A (devam). Akıllı yalpa önleyici sistemin ihtiyaçlarına uygulanan HMEA

	Hata Modu	Etki	Ş	Sebep	K	RÖP
6	Elektrik tahrikli sistem bazen çalışıyor	Kullanıcı memnuniyet-sizliği	7	Kabloların hasar görmesi	6	42
7	Elektrik tahrikli sistem yanlış komut gönderiyor	Kullanıcı memnuniyet-sizliği	7	Eğim açısının doğru tespit edilememesi Akış yönü ve hızın doğru tespit edilememesi Derinliğin doğru tespit edilememesi	3	21
8	Rotor park modunda bordaya doğru kapanmıyor / drive modunda açılmıyor	Kullanıcı memnuniyetsi zliği	7	Drive modunun aktive edilememesi Park modunun aktive edilememesi Drive motorun aktive edilememesi Swivel motorun aktive edilememesi Ana kontrol ünitesinin bataryayı çalıştırmaması Kullanıcı arayüzünden ana kontrol ünitesine bilgi aktarılamaması Bataryanın güç ünitesini çalıştıramaması Ana kontrol ünitesinin sensörleri çalıştıramaması Eğim açısının tespit edilememesi Sensörlerden ana kontrol ünitesine eğim açısı hakkında bilgi ulaşmaması Sensörlerden ana kontrol ünitesine eğim açısı hakkında yanlış bilgi ulaşması	3	21
9	Rotor tam olarak kapanmıyor /açılmıyor	Kullanıcı memnuniyet-sizliği	7	Bataryadan ana kontrol ünitesine güç transferinin kesintili olması veya kesintiye ugraması Bataryadan güç ünitesine/ana kontrol ünitesine olan güç transferinin kesintili olması veya kesintiye uğraması Drive motorun aktive edilememesi Drive modunun ektive edilememesi Park modunun ektive edilememesi	3	21
10	Rotorun açılıp kapanması çok uzun sürüyor	Kullanıcı hatayı görmezden gelir	5	Bataryadan ana kontrol ünitesine güç transferinin kesintili olması veya kesintiye ugraması Bataryadan güç ünitesine/ana kontrol ünitesine olan güç transferinin kesintili olması veya kesintiye uğraması Drive motorun aktive edilememesi Drive modunun ektive edilememesi Park modunun ektive edilememesi	5	25
11	Kullanıcı sistemi çalıştıramıyor	Kullanıcı sistemi kullanmaktan vazgeçer	7	Ana kontrol ünitesinin bataryaya çalışma komutu göndermemesi Kullanıcı arayüzünün ana kontrol ünitesine çalışma komutu göndermemesi Bataryanın güç ünitesini çalıştıramaması Drive motorun aktive edilememesi Drive modunun aktive edilememesi Kabloların zarar görmesi	4	28
12	Kullanıcı sistemi çalıştırmakta zorluk çekiyor (rotorun takılması vs.)	Kullanıcı memnuniyet-sizliği	6	Bataryadan güç ünitesine olan güç transferinin kesintili olması veya kesintiye Drive motorun aktive edilememesi	3	18
13	Sistem komutları yanlış gönderiliyor	Kullanıcı memnuniyet-sizliği	6	Kullanıcı arayüzünün ana kontrol ünitesine çalışma komutu göndermemesi	5	30

Tablo EK-B. Akıllı yalpa önleyici sistemin fonksiyonlarına uygulanan HMEA

	Hata Modu	Etki	Ş	Sebep	K	RÖP
F1	Sistem manuel olarak açılıp kapanmıyor	Sistem kaldırma kuvveti üretemez	8	Kullanıcı arayüzü/Ana kontrol ünitesi/Batarya/Güç ünitesinin hasar görmesi Bataryanın bitmesi	3	24
	Sistemi açmak/kapamak çok uzun sürüyor	Kullanıcı yalpa hareketinin sönümlenmesi için beklemek zorunda	5	Kullanıcı arayüzünde uyumsuzluk	3	15
F2	Eğim açısı tespit edilemiyor	Sistem kaldırma kuvveti üretemez	8	Hareket sensörünün / Ana kontrol ünitesinin hasar görmesi	3	24
	Eğim açısı yanlış tespit ediliyor	Sistem yeterli kaldırma kuvveti üretemez	7	Hareket sensörünün etkinliğini yitirmesi	3	21
F3	Rotorlar dönmüyor	Ekstra takıntı direnci	8	Drive motoru/Kullanıcı arayüzü/Ana kontrol ünitesi/Batarya/Güç ünitesinin hasar görmesi	2	16
	Rotorlar yeterli kaldırma kuvveti uygulayacak kadar dönmüyor	Sistem yeterli kaldırma kuvveti üretemez	7	Hız sensörünün etkinliğini yitirmesi	3	21
F4	Akış yönü ve hızı tespit edilemiyor	Ekstra takıntı direnci	8	Hareket sensörü/Ana kontrol ünitesinin hasar görmesi	2	16
	Akış yönü ve hızı yanlış tespit ediliyor	Rotorlar yanlış yönde/hızda döner	8	Hareket sensörünün etkinliğini yitirmesi	3	24
F5	Rotorların eksenel dönme yönü yanlış	Yalpa hareketinin artması	8	Ana kontrol ünitesinde hata	3	24
	Rotorların eksenel dönme yönü aynı	Yalpa hareketinin artması	8	Ana kontrol ünitesinde hata	3	24
F6	Yetersiz eksenel dönme hızı	Sistem yetersiz kaldırma kuvveti üretir	4	Hız sensörünün etkinliğini yitirmesi	3	12
	Aşırı eksenel dönme hızı	Sistem yetersiz kaldırma kuvveti üretir	4	Hız sensörünün etkinliğini yitirmesi	3	12
F7	Sensörlerden ana kontrol ünitesine eğim açısı hakkında bilgi gönderilmiyor	Sistem kaldırma kuvveti üretemez	8	Hareket sensörünün/Ana kontrol ünitesinin hasar görmesi	2	16
	Sensörlerden ana kontrol ünitesine eğim açısı hakkında yanlış bilgi gönderiliyor	Sistem yetersiz kaldırma kuvveti üretir	4	Hareket sensörünün etkinliğini yitirmesi	3	12

Tablo EK-B (devam). Akıllı yalpa önleyici sistemin fonksiyonlarına uygulanan HMEA

	Hata Modu	Etki	Ş	Sebep	K	RÖP
F8	Ana kontrol ünitesinden sensörlere çalıştırma komutu iletilmiyor	Sistem yetersiz kaldırma kuvveti üretir	4	Sensörlerin/Ana kontrol ünitesinin hasar görmesi	2	8
F9	Bataryadan ana kontrol ünitesine güç iletilmiyor	Kullanıcı sistemi kontrol edemez	4	Bataryanın/Ana kontrol ünitesinin hasar görmesi	2	8
	Bataryadan ana kontrol ünitesine güç transferinin kesintili olması	Kullanıcı sistem kontrolünün sürekliliğini sağlayamaz	3	Bataryanın etkinliğini yitirmesi	3	9
F10	Ana kontrol ünitesinden bataryaya komut iletilmiyor	Sistem kaldırma kuvveti üretemez	8	Ana kontrol ünitesinin hasar görmesi	2	16
F11	Kullanıcı arayüzünden ana kontrol ünitesine bilgi aktarılamıyor	Sistem kaldırma kuvveti üretemez	8	Kullanıcı arayüzünün/Ana kontrol ünitesinin hasar görmesi	2	16
F12	Bataryadan güç ünitesine güç transferi sağlanamıyor	Sistem kaldırma kuvveti üretemez	8	Bataryanın hasar görmesi	2	16
	Bataryadan güç ünitesine güç transferinin kesintili olması	Kullanıcı yalpa sönümlemesi için beklemek zorunda	3	Bataryanın etkinliğini yitirmesi	3	9
F	Drive motor aktive edilemiyor	Rotorlar kapanmaz/açılmaz	7	Güç ünitesinin hasar görmesi	2	14
F14	Swivel motor aktive edilemiyor	Rotorlar eksenel dönme hareketi yapamaz	8	Güç ünitesinin hasar görmesi	2	16
F15	Rotorlar açılmıyor	Sistem kaldırma kuvveti üretemez	8	Drive motoru/Güç ünitesi/Batarya/Ana kontrol ünitesinin hasar görmesi	3	24
F16	Rotorlar bordaya doğru kapanmıyor	Ekstra takıntı direnci	8	Drive motoru/Güç ünitesi/Batarya/Ana kontrol ünitesinin hasar görmesi	3	24
F17	Derinlik tespit edilemiyor	Rotorlar hasar görür	7	Konum sensörü/Ana kontrol ünitesinin hasar görmesi	3	21
	Derinlik yanlış tespit ediliyor	Rotorlar hasar görür	7	Konum sensörünün etkinliğini yitirmesi	3	21
F18	Drive modu aktive edilemiyor	Sistem kaldırma kuvveti üretemez	8	Kullanıcı arayüzünün zarar görmesi	4	32
F19	Park modu aktive edilemiyor	Ekstra takıntı direnci	8	Kullanıcı arayüzünün hasar görmesi	4	32

Tablo EK-C. Akıllı yalpa önleyici sistemin bileşenlerine uygulanan HMEA

	Hata Modu	Etki	Ş	Sebep	O	Kontrol	K	RÖP	Önerilen Eylem
Batarya	Bataryanın hasar görmesi	Sistem çalışmaz	8	Korozyon	3	-	10	240	Değiştir
	Bataryanın etkinliğini yitirmesi	Sistem güç transferinde zorluk çeker	6	Aşırı ısınma Titreşim Hızlı/aşırı şarj Elektrik akımını boşaltma ve şarj döngüsü sırasında genleşme ve daralma	5	Düzenli batarya gerilimi kontrolü	5	150	Kablo kontrolü
Konum Sensörü	Konum sensörünün hasar görmesi	Rotorlar deniz dibi veya limana çarparak hasar görür	7	Diğer bileşenlerin aşırı ısınması	3	Kontrol sistemini güçlendir	5	105	Değiştir
	Konum sensörünün etkinliğini yitirmesi	Rotorlar deniz dibi veya limana çarparak hasar görür	7	Kirlenme	6	Kontrol sistemini güçlendir	3	126	Temizle
Ana Kontrol Ünitesi	Ana kontrol ünitesinin hasar görmesi	Sistem çalışmaz	8	Aşırı ısınma Korozyon	3	-	10	240	Batarya kontrolü
Hareket Sensörü	Hareket sensörünün hasar görmesi	Sistem meyil açısında uygun çalışmaz	7	Diğer bileşenlerin aşırı ısınması	3	Kontrol sistemini güçlendir	5	105	Değiştir
	Hareket sensörünün etkinliğini yitirmesi	Meyil açısı tespit edilemez	6	Kirlenme	6	Kontrol sistemini güçlendir	3	108	Temizle
Güç Ünitesi	Güç ünitesinin hasar görmesi	Drive ve swivel motor çalışmaz	8	Aşırı ısınma Korozyon Ani voltaj yükselmesi Anormal akım gücü	3	-	10	240	Batarya kontrolü

Tablo EK-C (devam). Akıllı yalpa önleyici sistemin bileşenlerine uygulanan HMEA

	Hata Modu	Etki	Ş	Sebep	O	Kontrol	K		Ö.E.
Hız Sensörü	Hız sensörünün hasar görmesi	Rotorun hızı ayarlanamaz	6	Kabloların hasar görmesi Aşırı ısınma	3	Kontrol sistemini güçlendir	5	90	Değiştir
	Hız sensörünün etkinliğini yitirmesi	Sistem rotorun hızını ayarlamakta güçlük çeker	6	Metal parçalarla temas Kirlenme	6	Kontrol sistemini güçlendir	3	108	Temizle
Kullanıcı Arayüzü	Kullanıcı arayüzünün hasar görmesi	Sistem açılıp kapanmaz	8	Direkt günışığına maruz kalmak Butonlara basmak için sivri uçlu cisimlerin kullanılması Su ile temas etmesi	5	Ana kontrol ünitesi	2	80	Ana kontrol ünitesi kontrolü
	Uyumsuz arayüz	Kullanıcı sistemi kontrol etmekte güçlük çeker	7	Ana kontrol ünitesinin bozulması Kullanıcı hatası	5	Ana kontrol ünitesi	3	105	Ana kontrol ünitesi kontrolü
Drive Motor	Drive motorun hasar görmesi	Rotorlar açılıp kapanmaz	8	Elektriksel aşırı yükleme Düşük direnç Aşırı ısınma Kir, nem, titreşim	4	Kontrol sistemini güçlendir	2	64	Güç ünitesi kontrolü
Swivel Motor	Swivel motorun hasar görmesi	Rotorlar eksenel dönme hareketi gerçekleştiremez	8	Elektriksel aşırı yükleme Düşük direnç Aşırı ısınma Kir, nem, titreşim	4	Kontrol sistemini güçlendir	2	64	Güç ünitesi kontrolü
Kablolar	Kabloların hasar görmesi	Elektrik ekipmanı korozyona uğrar Kaçak akım hasarı Kablo yalıtımının zarar görmesi	9	Elektrik ekipmanının ıslanması Sızıntı, nem Yüksek sıcaklık Titreşim Yüksek direnç	6	Görsel kontrol	3	162	Sistemi kapat

DESIGN STUDY OF AN AXIAL IMPELLER FOR A HIGH SPEED CAVITATION TUNNEL

Çağatay Sabri KÖKSAL[1] and Emin KORKUT[2]

ABSTRACT

Within the scope of a project for improvements of hydroacoustic and hydrodynamic properties of navy ships, a large-scale cavitation tunnel will be designed and constructed in the Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering of Istanbul Technical University. The present paper covers the design of an axial impeller for the cavitation tunnel, as being one of the crucial steps for the design of the tunnel. Hydrodynamically designed axial impeller, have been examined by the use of Computational Fluid Dynamics method, Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS). The simulations were carried out by considering the dimensions of the bottom part of the tunnel where the axial impeller will be located. The geometry of the axial impeller has been decided by taking into consideration the profile types and lean angles which were obtained according to design criterion. A total of 6 different section profiles was selected, based on NACA four-digit series while generating the geometry of the impeller blades. The type of each profile has been decided by the parametric use of the angle of attack, based on the lift coefficients of a single profile (2-Dimensional) and the profile located in the cascade (3-Dimensional) cases. The angle of attack was varied until the difference was minimised between the lift coefficients. The two lift coefficients were calculated, by using empirical methods. Once the angle of attack has been determined, 4 digit NACA series were selected for the sections. This paper reports the results of the study and the details of the design steps.

Keywords: High Speed Cavitation Tunnel, Design of an Axial Impeller, CFD

1. Introduction

Cavitation tunnels are usually used to measure the performance of marine propellers, formation of cavitation and noise characteristics. They can also be used for various tests of model torpedoes, hydrofoils or plates, depending on the general dimension of test section and the velocity of flow. To design a cavitation tunnel involves in significant challenges and can be accepted as a research topic. Main sources for the noise within the cavitation tunnels could be flow separation, high turbulence level and cavitation generated by the impeller which circulates the volume of flow. In order to obtain good cavitation tunnel characteristics an appropriate impeller design is one of the key issues by taking into account all the above factors.

1 Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Naval Architecture and Marine Engineering Department, e-mail: koksalcag@itu.edu.tr
2 Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Naval Architecture and Marine Engineering Department, Phone:0212 285 64 13, e-mail: korkutem@itu.edu.tr

One of the earliest detailed review about the cavitation tunnels was reported by Gleed and Saiva [5]. Besides, Ko and Ripken published considerable guidance about the design of the cavitation tunnels [6,9]. Design steps and parameters of an axial impeller have been investigated and reported by Ahn, Bielik and Varchola, Wetzel and Arndt [1,3,12,14].

Research project of the Naval Architecture and Marine Engineering Department of Istanbul Technical University, involving experimental investigations in hydroacoustics, hydrodynamics, cavitation and flow visualization, necessitated the construction of a high speed cavitation tunnel. At the outset of the study presented in this paper, the aim of the study was specified to design an impeller for the cavitation tunnel.

The hydrodynamic design of the axial impeller, respectively, was performed based on the total energy losses calculated depending on the determined dimensions of the sections and the maximum attainable flow velocity in the test section. Geometry of an axial impeller have been decided by taking into consideration the fluid properties, flow rate, efficiency, input power, head of pump, rotational speed, specific speed and energy, number of blades. The type of profiles for the impeller blade sections, has been decided by parametric use of the angle of attack based on the calculated lift coefficient values were obtained experimentally for a single profile (2D) and the profile located in the cascade (3D) cases.

Based on the above context, a study has been carried out to design an impeller for the high-speed large cavitation tunnel to be built in Istanbul Technical University. The design methodology is given in the following sections. Results and some conclusions obtained from the study are also given.

2. Design Assessments

Since the flow uniformity and the noise characteristics influence the object, which will be tested in the test section of the tunnel. Ripken emphasizes the importance of the impeller design since its directly related to these parameters of the flow [9]. Basically, the spatial flow uniformity of any velocity component in any particular transverse cross section of the test section outside the boundary layer should not exceed 1% of the streamwise velocity measured at the centre of this cross section. For the hydroacoustic measurements in the cavitation tunnel, cavitation occurrence on the impeller blades should be avoided under all circumstances. The maximum turbulence level in the test section was targeted to be 1% in any flow direction and a minimum cavitation number of around 0.1-0.2 at the outlet of the contraction.

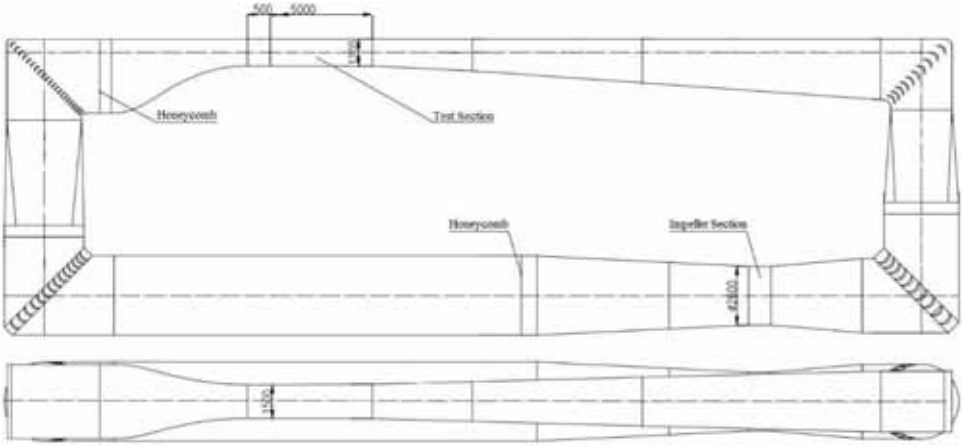


Figure 1. General view of the cavitation tunnel and the dimensions of the test section.

Within the scope of the systematic work regarding the tunnel project, it was necessary to optimize the sections of the tunnel and calculate the energy losses to determine the input power of the impeller. In this study, Figure 1 shows a general view of the cavitation tunnel and impeller. The predetermined tunnel part geometries were classified together by taking the geometrical features of the parts into consideration. Thus, a flat plate energy loss calculation method was adopted for the parts that have a rectangular cross section whilst Moody's diagram was used for the parts with cylindrical cross section. Moreover, for the energy loss calculations of the parts with the geometrical features of contraction and expansion, vanes and flow stabilizers, similar studies from the literature was utilised. After having the energy losses of all the individual parts, the total energy loss was calculated by taking the efficiency characteristics into consideration.

The main aim of the impeller design is to transfer the total energy loss that occurs in the tunnel into the fluid. Therefore, the geometry of the impeller that will circulate the flow should be decided by taking into account the tunnel dimensions, type of the fluid, tunnel temperature, flow velocity, energy losses, flow rate, efficiency characteristics, head and the others The lift coefficients of each profile to be used in the blades were calculated individually (2D case) and with regarding the positions on the blade (3D case). In order to reduce the difference of between the calculated lift coefficients, the angle of attack was varied.

3. Numerical Study

In this section, the energy losses at the tunnel parts were calculated, based on the method given in the previous section. Then, the design of impeller has been performed. The performance of the impeller was obtained by using CFD methods. The results, the generation of the blade profiles and fluid domain, validation studies and the details about the computational grid are included.

3.1. Impeller design

The impeller type where the fluid enters and exits to the rotational axis in a parallel manner is called an axial impeller. The conventional marine propellers are placed behind the floating bodies in water in order to create a thrust in the open water while the impellers, in all cases, are used in a closed system in order to alter the pressure of the fluid [7].

Power requirement for the maximum attainable flow velocity of 15 m/s in the test section was obtained as $P = 580$ kW based on the total energy losses. The mass flow rate of the fluid was calculated as Q_i=27 m^3/s where the flow velocity is $V = 15\ m/s$ and the sectional area was $A = 1.8\ m^2$.

$$Q_i = V \times A \tag{1}$$

Obtained values used to calculate the total pressure difference $\Delta P_T = 21.48$ kPa and the head of pump $H_i = 2.19$ m.

$$\Delta P_T = \frac{P}{Q_i} \tag{2}$$

$$H_i = \frac{\Delta P_T}{Q_i \rho g} \tag{3}$$

Whilst the total energy requirement of the system estimated as $P_t = 1095$ kW, the overall efficiency of the pump was taken as $\eta_t = 0.530$ based on the report of Wilczyński [15].

$$P_t = \frac{P}{\eta_t} \tag{4}$$

The specific energy was calculated as Y=21.52 m^2/s^2 based on head of pump and gravity.

$$Y = H_i \times g \tag{5}$$

The meridional velocity at the inlet and the outlet of the velocity triangle was assumed to be constant in the design stage [13]. While determining the general dimensions of the meridional section, the specific speed (n_b) which depends on the mass flow rate and the specific energy was calculated where the impeller RPM (N) was used parametrically [11].

$$n_b = (N\sqrt{Q_i})/Y^{0.75} \tag{6}$$

During the hydrodynamic design of an axial impeller, specific speed should be $0.33 < n_b < 1.2$ [12]. The diameter of the impeller (D_5) was obtained by using guiding parameter of meridional section (K_m) below.

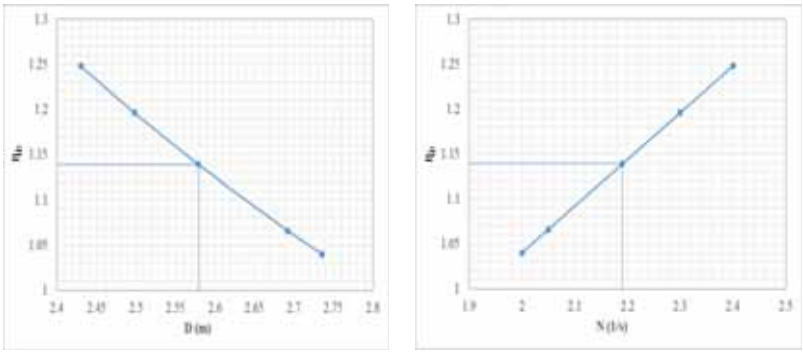
$$K_m=0.0688+0.733n_b^{1.1} \quad (7)$$

$$D_5=\sqrt{\frac{4}{\pi}\frac{1.04Q_i}{K_m\sqrt{2Y}}[1/(1-\left(\frac{D_1}{D_5}\right)^2)]} \quad (8)$$

$$D_1/D_5=0.63-0.346(n_b-0.25) \quad (9)$$

Considering the cavitation tunnel geometries, the impeller is generally located after the second vane cluster, as shown in Figure 1 [14]. In this study, the impeller design rotational speed was optimized with correlating the given equations with each other since the section diameter where the impeller will be located was fixed as 2.6 m. Wood indicates that the gap between the blade tips and the tunnel walls affects the generation of the tip vortices [10]. This gap should be kept as small as possible in order to avoid these tip vortexes. Schuman indicated that the gap between the blade tips and the tunnel walls should be %0.42 of the impeller diameter thus the diameter of the impeller was calculated as Ds=2.578 m [16].

Consequently, the rotational speed of the impeller was varied, keeping the specific speed in mind while designing the impeller. The specific speed and the impeller rotational speed were obtained as $n_b = 1.138$ and the N=2.19 RPS, respectively (Figure 2).



a) b)

Figure 2. Relation of specific speed with a) Diameter (m), b) Rotational speed (1/s).

In this study, a new curve has been obtained for the specific speed and the mid angle (φ_r) of the impeller (Figure 3). This curve was compared with the other curves obtained from the experimental data and number of blades were determined accordingly [12].

$$\varphi_r=9.4818n_b^2-30.146n_b+94.502 \quad (10)$$

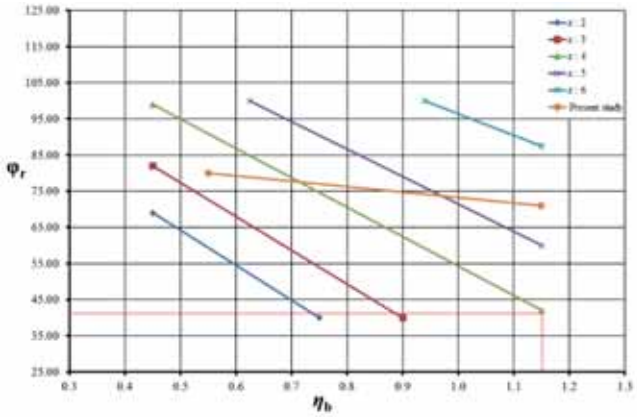


Figure 3. Dependence of number of blades and specific speed.

Based on the curve and the experimental data, the impeller may have 4 or 5 blades. Then, the number of blades was chosen as 4 by examining the blade numbers of various tunnel impeller around the world [12]. The design of the blade sections included the investigation of the flow around each individual section. Similar studies helped determine the numbers and locations of these sections. 6 different locations were set for the sections of the blades. Locations of these sections are non-dimensionalized by the impeller diameter and given in Table 1.

Table 1. Non-dimensional location of profiles.

Section	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5
D_i/D_5	0.28	0.32	0.61	0.76	0.88	1.00

The basic principle of the design stage is to produce sufficient circulation ($\Gamma = 4.09\ m^2/s$) where demand by specific energy.

$$\Gamma=-(4\pi D c_{u2})/2z \tag{11}$$

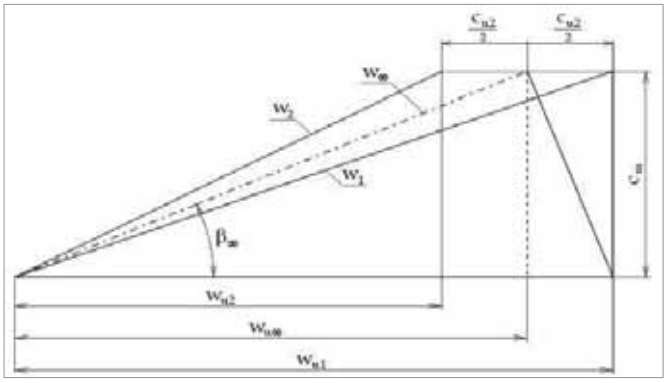


Figure 4. Velocity triangles [12].

The peripheral component of velocity $c_{u2}=2(w_{u1}-w_{u\infty})$ was obtained by considering the inlet and outlet velocity triangles (Figure 4). Where the symbols shown in Figure 4 are given below.

$w_{u\infty}$: Mean peripheral velocity (m/s)

$$w_{u\infty}=w_{u1}-c_{u2}/2=w_{u1}-Y/(2\pi\ D\ N\ \eta_h) \quad (12)$$

w_{u1} : Peripheral velocity (m/s)

$$w_{u1}=2\pi rN \quad (13)$$

β_∞ : Angle (˚)

$$\beta_\infty=\arctan(c_m/w_{u\infty}) \quad (14)$$

c_m : Meridional velocity (m/s)

$$c_m=K_m\sqrt{2gH} \quad (15)$$

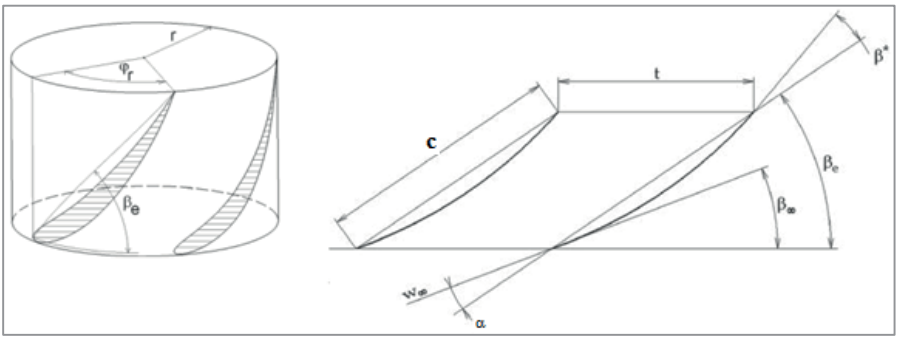


Figure 5. Cascade of axial impeller [12].

After determining the characteristic values of the blade sections, the angle of blade cascade lean (β_e) which is related to the angle of attack (α) was calculated. In the first stage, the angle of attack at the hub section was presumed to be zero $\beta_e = \beta_\infty + \alpha = \beta_\infty + 0$. By using this assumption, the chord length (c) and the relative pitch (t/c) of the profiles to be used in the blade sections were calculated.

$$c=(\phi_r \frac{D_i}{2})/\cos\beta_e \quad (16)$$

$$t/c=(\pi \times D_i)/(z \times c) \quad (17)$$

Value of the mid angle (φ_r) should be known to estimate the chord lenght. In this study, mid angle was obtained from Figure 3 as 40° depending on determined number of blades.

w_∞ : Mean geometrical velocity (m/s)

$$w_\infty=\sqrt{c_m^2+w_{u\infty}^2} \quad (18)$$

β^* : Angle of an airfoil inclination (°)

$$\beta^*=\Gamma/(\xi w_\infty c) \quad (19)$$

In the second stage, difference of angle of attack ($\Delta\alpha$) was added to calculation of blade cascade lean angle $\beta_e = \beta_\infty + \alpha + \Delta\alpha$. The steps between (16) and (19) were repeated for the recently obtained blade cascade lean angle in order to calculate the coefficient of cascade's impact (ξ) and 2D lift coefficient $(c_L)_1$ of the profiles.

$$\xi=(c_L)_1/(c_L) \quad (20)$$

$$(c_L)_1=\frac{2\Gamma}{c\, w_\infty}\frac{1.6}{\xi} \quad (21)$$

The induced angle of attack (α_i), the angle of attack for finite blade span (α_λ) and the relative deflection (m_s/c) values were calculated to obtain the 3D lift coefficient.

$$\alpha_i=57.3((c_L)_1/\pi\lambda_i) \tag{22}$$

$$\alpha_\lambda=\alpha_i+\Delta\alpha \tag{23}$$

$$m_s/c=[\sin^2(\beta^*/2)]/\sin\beta^*-0.05\tan(\beta^*/5) \tag{24}$$

The span aspect ratio $\lambda_i = 6$ was used as the experimental value for the profiles [12]. The maximum thickness (t^*) of the profiles were determined as similar to those of Kaplan series propellers given in Table 2.

Table 2. Maximum thickness of profiles.

Section	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5
t* (mm)	36.43	85.00	72.86	60.71	48.57	36.43

The most suitable torque value for the blade geometry was assumed to be at the maximum camber position $x^* = 0.4c$ from the leading edge [3]. Lastly, the angle of attack of the profiles into the blades (α_0) and the 3D lift coefficients of profiles (c_L) were calculated regarding the Figure 6.

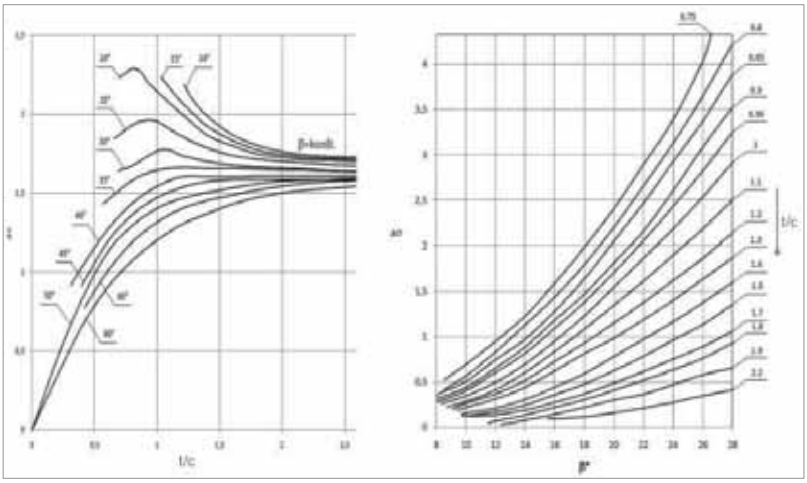


Figure 6. Dependence of the blade cascade influence coefficient ξ and change of the blade attack angle Δα [3].

$$(c_L)=(\partial c_z/\partial_\alpha)(\alpha_\lambda-\alpha_0)$$
$$\alpha_0^\circ=-83.3(m_s/c)(0.74+x^*/c) \tag{25}$$
$$\partial c_z/\partial\alpha=0.079-0.037t^*/c$$

Miller and Soltis indicated that the blade tips has more meridional velocity in comparison to the blade roots alongside with the increasing critical strength towards the tip [8]. Thus, the parametric alteration of the angle of attack was initiated from the blade profile at the tip location. At first, the 2D and 3D lift coefficients of the profiles at the zero angle of attack were obtained. Then, these coefficients were obtained for different angle of attack values. For each angle of attack, difference of these two values were compared with each other. Keeping the tendency of the change between the values in mind, the angle of attack was altered and the steps between (16) and (26) were repeated for each new case. The variation between these values became negligible at a point where the final angle of attack was determined. The starting point of these calculations initiated at the blade tip profile where the angle of attack was at a minimum value relative to the root of the blade thus the determined angle of attack at the tip was used as the initial value for each iteration. Figure 7 shows that the difference between the lift coefficients of the 2D and the 3D profiles reduces to a minimum at 0.65 degrees of angle of attack for the tip profile.

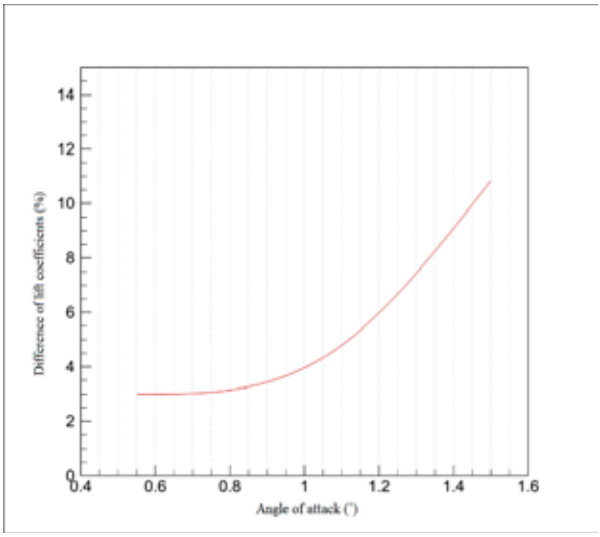


Figure 7. Dependence of difference of lift coefficients by angle of attack.

The following calculation steps for tip section profile were resubmitted for all other section profiles. The obtained values are presented in Table 3.

Table 3. Characteristic values of profiles.

Section	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5
α	-0.4	1.75	1.65	1.20	0.85	0.65
β_e	68.62	59.29	36.47	28.66	24.27	21.44
c	0.71	0.66	0.64	0.74	0.83	0.91
t/c	0.82	1.15	1.81	1.97	2.05	2.09
ξ	1.28	1.43	1.66	1.67	1.70	1.71
β^*	51.59	41.66	17.27	12.18	9.15	7.38
$\Delta\alpha$	4.58	3.55	0.32	0.05	0.01	0.01
α_i	8.76	7.07	2.93	2.07	1.55	1.25
α_λ	13.3	10.6	3.25	2.11	1.56	1.26
m_s/c	0.23	0.18	0.07	0.05	0.04	0.03
α_0°	-24.7	-19.4	-7.75	-5.45	-4.09	-3.29
$t*/c$	0.05	0.13	0.11	0.08	0.06	0.04

When the difference between lift coefficients reached less than 3%, then calculations were stopped [3]. t*/c values are states here that the maximum thickness value of profile in each section is non-dimensionalized according to the length of the chord. The obtained values and the comparison of coefficients are presented in Table 4.

Table 4. Lift coefficients of profiles for 2D and 3D.

Section	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5
$(c_L)_1$	0.964	0.680	0.511	0.412	0.964	0.680
(c_L)	0.947	0.665	0.499	0.403	0.947	0.665
Difference (%)	1.868	2.221	2.382	2.227	1.868	2.221

$$0\leq x\leq x^* \rightarrow y_s=[(m_s/c)/(x^*/c)^2][(2x^*x)/c-x^2]$$
$$x^*<x\leq 1 \rightarrow y_s=[(m_s/c)/(1-x^*/c)^2][1-2x^*/c+(2x^*x)/c-x^2] \quad (26)$$

After determining the maximum vertical location (m_s) of each profile at the maximum camber position (x^*), the maximum camber and the maximum thickness in percentage were obtained as those in Table 5 and the definitions of maximum camber and maximum thickness are given below, respectively. Based on these values, four-digit NACA profiles were chosen as the section profiles of the impeller, which are given in Table 5.

$$\text{Maximum camber (\%)}=(100\times m_s)/c$$
$$\text{Maximum thickness (\%)}=(100\times t^*)/c \quad (27)$$

Table 5. Determined 4 digit NACA series on profiles.

Section	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5
Maximum Camber (%)	9.5	9.5	9.5	6.87	4.71	3.48
Maximum Camber Position (%)	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40
Maximum Thickness (%)	5.15	12.81	10.72	7.82	5.56	3.78
Four-Digit NACA Series	9406	9412	9410	6407	4405	3403

For the four-digit NACA series, the first digit represents the maximum camber percentage, second digit represents the maximum camber position relative to the chord length, the last two digits represents the thickness percentage of the profile.

The hydrodynamic design of the axial impeller in 3D form has been completed by using the profile types and lean angles, which were obtained according to design criterion. The total energy losses was calculated by taking into account the geometry of the sections.

3.2. Solution method and computational model

Hydrodynamically designed axial impeller, have been examined by the use of Computational Fluid Dynamics (CFD) method, Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS). RANS equations are time averaged equations for incompressible fluid flow. Reynolds decomposition is the main idea of the equation, whereby an instantaneous quantity is decomposed into its time-averaged and fluctuating quantities. Moreover, the finite volume method, which was used in the flow analysis and SIMPLE method, separates the speed and pressure. The SST k-ω model, were used as the turbulence model. ANSYS Fluent 16.2 was used as the cell centred finite volume solver. Whilst the spatial discretization of the convective terms of the Navier-Stokes and turbulent transport equations was achieved with a second-order-upwind scheme [4], a second-order central differencing scheme was used for the viscous terms.

Generating a good mesh configuration is very important to get reliable results. Non-dimensional wall distance values y^+ of about 50 were adopted for the most part of the computational domain due to economic reasons, which involved the use of the wall functions. Whilst the polyhedral type of mesh used for rotating region, hexahedral fine mesh used for other regions. The general view of the computational mesh along with the coordinate system used can be seen in Figure 8.

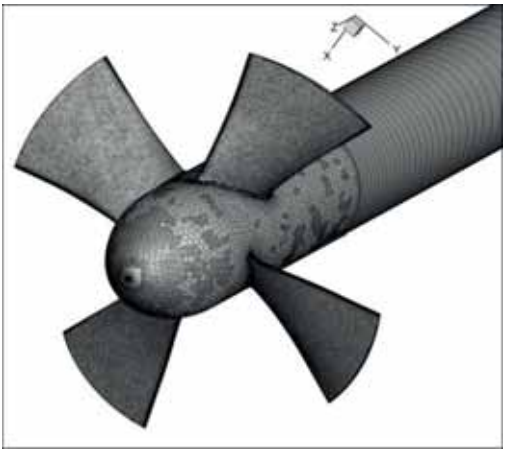


Figure 8. Detailed representations of impeller mesh.

The general dimensions of the cavitation tunnel were taken into consideration whilst the computational domain was generated for the impeller. Thus, a 2.6 m diameter flow domain was obtained by determining the location of the impeller in the tunnel. Direction of the flow was set to be in the –x direction (Figure 9).

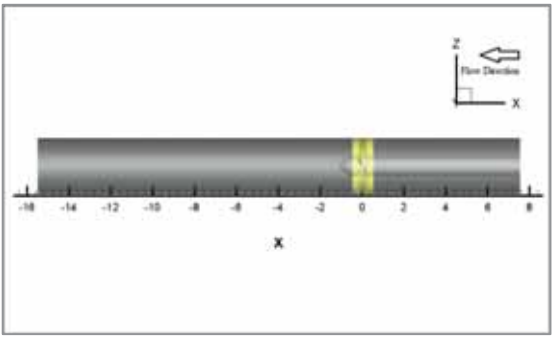


Figure 9. Flow domain.

The simulation was performed at the maximum attainable flow velocity of 15 m/s. The yellow marked region in Figure 9 represents the rotational domain where the impeller circulates the fluid with predetermined RPM value. In the computational domain, mass flow inlet and the outflow boundary conditions were adopted.

3.3. Mesh dependency and validation study

Three different mesh structures with different grid sizes were prepared for the grid dependence analysis. The minimum surface (S_L) and volume (V_L) of the cells in the

computational grid were varied systematically until negligible differences in torque, thrust and pressure values were obtained. The results of lift coefficients are given in Table 6. The mesh B and C produced very close results for torque and thrust values. Accordingly, an adequate accuracy was obtained with the mesh B and the subsequent simulations were conducted with this mesh structure.

Table 6. Mesh dependency of impeller geometry.

Mesh	Cell Number	S_L (m)	V_L (m)	Number of Prism Layers	T (N)	Q (Nm)
A	1,920,153	0.030	0.042	10	96740	50980
B	2,721,417	0.024	0.036	12	96954	51851
C	4,493,371	0.020	0.030	15	97015	51892

The open water analyses of the VP1304 marine propeller with a 0.25m diameter were carried out for five different advance coefficients in the validation study [2]. Non dimensional wall distance y^+ value of 50 was adopted for the simulations. Polyhedral cells were used in the rotational domain while hexahedral cells were adopted for the rest of the domain. Computational grid contains 3.551.276 cells with 1.15 growth rate between cells and 12 prism layers in the boundary layer. The obtained values for K_T, K_Q and η_0 were compared with experimental data in Figure 10. As a result, the computational domain, grid and the computational method was considered to be suitable for the rest of the analyses.

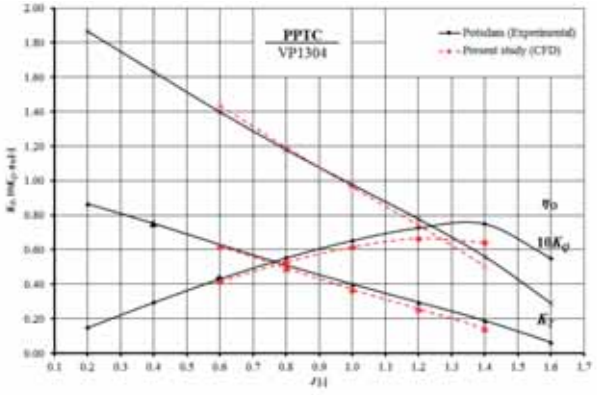


Figure 10. Comparison of open water characteristics.

4. Results

As the cavitation tunnel is a closed system, the continuity equations are valid and the local velocity values were calculated. Thereby, the mass flow rate is constant at any section of the tunnel independent from the sectional area. The velocity distribution of the flow domain is given in Figure 11.

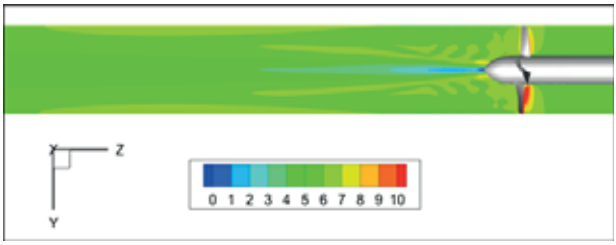


Figure 11. Velocity distribution within the flow domain (N=167 RPM, V=5.08 m/s).

In order to visualise the characteristic of the flow that has been generated by the impeller, the streamlines are shown in Figure 12. The streamlines indicate a swirl in the flow starting from the hub of the impeller. It was decided that a stator geometry that will be placed at the aft of the impeller may eliminate this swirl that occurs behind the hub.

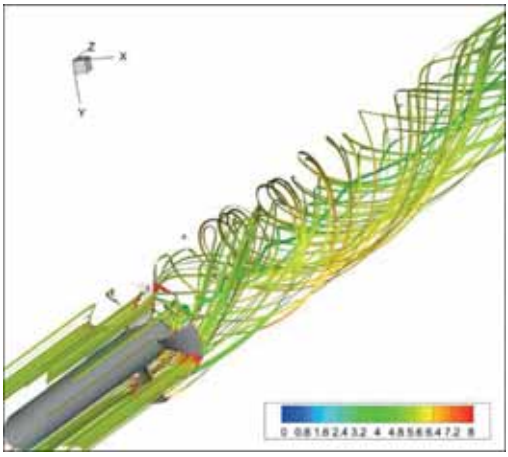


Figure 12. Streamline within the flow domain.

Velocity profiles of the impeller wake were obtained for five different locations at the downstream. These profiles were non-dimensionalized by the impeller diameter and given in Figure 13.

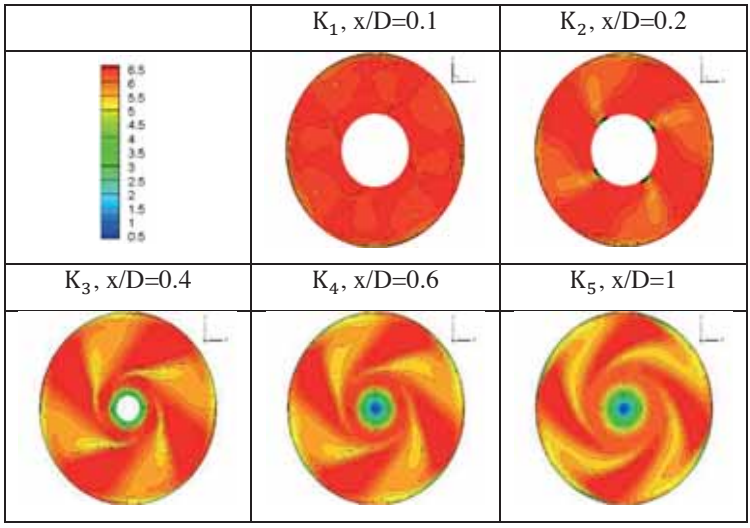


Figure 13. Velocity distribution of profiles.

It can be clearly seen that the K_4 and K_5 sections at the wake have considerably similar velocity profiles. Thus, two planes at 2 m upstream and downstream from the propeller plane were placed in the domain to get more insight into the phenomenon.

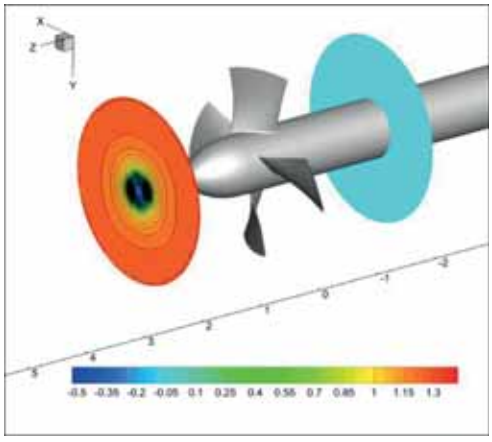


Figure 14. Distribution of pressure coefficients over the sections.

The total difference between static and dynamic pressures were calculated to understand the amount of energy transmitted by impeller to the fluid domain as.

$$P=\Delta P_i \times Q_i \quad (27)$$

In order to optimise the rotational speed of the impeller the rotational speed values were varied between N=2.5 RPS to 2.83 RPS although the design rotational speed was 2.19 RPS.

Table 7. CFD results.

N (RPS)	ΔP (Pa)	T (N)	Q (Nm)	P (kW)	η_0
2.19	4955	11554	9755	133.7	0.43
2.5	10001	39989	23880	270.0	0.54
2.75	19171	88079	47135	517.6	0.55
2.78	21524	97844	20831	581.1	0.56
2.83	23488	105009	56528	634.1	0.53

As given in Table 7 the design rotational speed of 2.19 RPS was not suitable to compensate the total energy loss of 580 kW obtained previously. The maximum impeller efficiency was obtained as 0.56 at N=2.78 RPS. Then the optimum rotational speed value of the impeller was chosen as N=2.78 RPS.

5. Conclusions

An impeller design study was performed for a high-speed large cavitation tunnel to be constructed at the Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering of ITU. For the design study the geometry of the impeller was generated, by taking into account the number of blade sections and their distances to the impeller hub, based on the studies in literature. The profiles of the blade sections were determined by altering the angle of attack parametrically where difference of the 2D and 3D lift coefficients of the profiles was minimized. Therefore, reducing the values of angle of attack also reduced the difference between lift coefficients to a point where the 3D lift coefficient value exceeded the 2 dimensional one thus, keeping the energy losses created by tip vortices on 3D profiles. Then, the angle of attack was chosen accordingly.

Consequently, the axial impeller was modelled with determined profiles types and blade lean angles, 3D model of the impeller generated and this geometry was analysed in a computational domain which was similar to the tunnel geometry. The study indicates that this geometry was sufficient for the energy losses created by the tunnel geometry at an optimum rotational speed value thereby, the hydrodynamic design of the impeller was completed successfully. It is hoped that the impeller design studied in this paper will correlate well with the performance of the impeller to be installed in the cavitation tunnel.

Acknowledgements

This paper is based on the results of the Principal Author's MSc. study, which was sponsored within the high speed large cavitation tunnel project. This project was financially supported by the Undersecretariat for Defence Industries (SSM) of Turkey. The authors thank to Dr. U. Oral Ünal of Istanbul Technical University for his support and help.

References

[1] Ahn, J. W., Kim, G. D., Kim, K. S., Lee, J. T. & Seol, H. (2008). Development of The Driving Pump for the Low Noise Large Cavitation Tunnel, *Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 45(4),* 370-378. doi: 10.3744/ SNAK.2008.45.4.370.

[2] Barkmann, U. H. (2011). Open Water Tests with the Model Propeller VP1304 (Report 3752). Potsdam: Potsdam Propeller Test Case (PPTC).

[3] Bielik, T. & Varchola, M. (2010). Hydraulic Solution of Axial Machine with Output in 3D Environment. (Diploma Thesis). Slovak University of Technology in Bratislava, Faculty of Mechanical Engineering, Bratislava.

[4] Davidson, L. (2005). *Numerical Methods for Turbulent Flow, MTF071 Lecture Notes*. Göteborg, Sweden: Department of Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers University of Technology.

[5] Gleed, D. B., & Saiva ,G. (1967). *A Selective Survey Of Literature on Water Tunnels To Provide A Basis*. Lucas Heights: Australian Atomic Energy Commission.

[6] Ko, S.C. (1971). Design and Construction of A Water Tunnel, *Fritz Engineering Laboratory Department of Civil Engineering,* Leigh University, Pennsylvania: Bethlehem.

[7] Lawson, T. B. (1995). *Fundamentals of Aquacultural Engineering*. Department of Biological Engineering Louisiana State University, Springer Science + Business Media Dordrect.

[8] Miller, M.J., & Soltis R.F. (1968). Detailed Performance of A Radial-Bladed Centrifugal Pump Impeller in Water, Lewis Research Center, *Nasa Technical Note,* Ohio: Cleveland.

[9] Ripken, J. F. (1951). *Design Studies for a Closed-Jet Water Tunnel*. Minnesota: University Of Minnesota St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory.

[10] Schuman, L.F., Clark, D.A., & Wood, J.R. (1986). Effect of Area Ratio on The Performance of A 5.5:1 Pressure Ratio Centrifugal Impeller, Lewis Research Center, *NASA Technical Memorandum 87237,* Ohio: Cleveland.

[11] Turton, R.K. (1994). Rotodynamic Pump Design, *Cambridge University Press,* Cambridge.

[12] Varchola, M., Bielik, T., & Hlbočan, P. (2013). Methodology of 3D Hydraulic Design of A Impeller of Axial Turbo Machine, *Engineering Mechanics: Vol 20, No 2,* Slovak University of Technology in Bratislava, Bratislava.

[13] Veres, J. P. (1994) Centrifugal and Axial Pump Design and Off-Design Performance Prediction, National Aeronaustics and Space Administration, *Lewis Research Center, NASA Technical Memorandum 106745,* Ohio: Cleveland.

[14] Wetzel, J.M. and Arndt, R.E.A. (1994). Hydrodynamic Design Considerations for Hydroacoustic Facilitiea: Part II – Pump Design Factors, *Journal of Fluids Engineering,* St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory, University of Minnesota, Minneapolis.

[15] Wilczynski, L., Czabaj, P., Kaczmarek, S., Krakowski, M. & Syrocki, W. (2016) *Consept Design of The ITU Cavitation Tunnel* (Report ZT-2016/T-001E). Gdansk, Poland: Centrum Techniki Okretowej S. A., Design and Technology Department.

[16] Yongle, D., Baowei, S. & Peng, W. (2015). Numerical Investigation of Tip Clearance Effects on the Performance of Ducted Propeller, *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 7(5),* 795-804. doi: 10.1515/ijnaoe-2015-0056.

MİDYE HASADI VE MİDYE HASAT GEMİLERİ ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA

Mustafa SARI[1], Alper KILIÇ[2], Levent BİLGİLİ[3]

ÖZET

Balıkçılık sektörü tüm dünyada pek çok insanın beslenmesi konusunda çok önemli bir yere sahiptir. Gerek deniz ve okyanusların doğal yapısının korunması gerekse üretim ve avlanma kolaylığı nedeniyle deniz ürünlerinin temini için dünyanın her yerinde su ürünleri yetiştiriciliği yaygınlaşmakta ve çeşitli su ürünlerinin üretimi yapılmaktadır. Ülkemizde yakın dönemde popülerleşmeye başlayan midye çiftlikleri de bu üretim tesislerinden birisidir. Midye yetiştiriciliğinde özel tasarım yüzdürücüler ve çeşitli formlardaki ipler kullanılmakta ve sonrasında ipler üzerinde yetiştirilen midyeler uygun ekipmanla donatılmış ve özel olarak bu amaçla tasarlanmış gemiler tarafından toplanmakta ve işlenmektedir.

Midye hasat gemileri, kullanım amacına göre tek veya çift gövdeli olarak imal edilebilir. Çift gövdeli olarak inşa edilen gemiler daha büyük güverte alanına sahip olacağından midye hasat işlemi daha rahat gerçekleştirilebilir. Midye hasat gemileri, hasat işleminin yanında midyeleri son kullanıma hazır hale getirmek amacıyla da kullanılabildikleri için çift gövdeli gemilerin geniş güverte alanı, midye işleme sırasında uygulanan fabrikasyon işlemlerinin daha rahat yapılabilmesini de sağlayabilir. Bununla beraber yeterli genişlikte duba benzeri inşa edilen tek gövdeli gemiler de gerekli işlemlerin kolaylıkla yapılmasını sağlar. Tek gövdeli gemilerin imalatı görece daha kolay olduğundan dizayn süreci çiftlik sahibinin isteklerine, çiftliğin konumuna ve geminin üretileceği tersanenin teknik imkanlarına göre esnetilebilir.

Bu çalışmada midye üretim ve hasat süreçleri ile daha önce üretilmiş ve faaliyette bulunmuş olan midye hasat gemilerinin özellikleri incelenmiş ve bu gemiler örnek alınarak Marmara Denizi'nde kullanılabilecek olan bir geminin özellikleri konusunda araştırma yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Denizcilik, Akuakültür, Yetiştiricilik, Su Ürünleri, Midye Hasat Gemisi

1.Giriş

Bilinen en eski midye kültürüne ait bilgiler, 1235 yılında Fransa' ya dayanmaktadır [1]. Midye önemli bir protein kayağı olması yönüyle, diğer besin türlerinde olduğu gibi, sağlık için olumsuz etkiler meydana getirmeyecek şartlara sahip olmalıdır. Temin edildikten sonra nemli kağıt havluyla kaplanmış geniş bir kap içine yayılarak buzdolabında saklanmalı ve aynı gün tüketilmelidir. Hava almayan torbalarda tutmak boğulmalarına neden olacağından kullanılmamalıdır [2]. Pişirilmeden önce açılmış olan midyeler ile, pişirme sonrası açılmayan midyelerin tüketilmemesi gerekir.

1 Bandırma Onyedi Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Denizcilik İşletmeleri Yönetimi Bölümü, Tel:0266 717 01 17, e-posta: msari@bandirma.edu.tr
2 Bandırma Onyedi Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Denizcilik İşletmeleri Yönetimi Bölümü, Tel:0266 717 01 17, e-posta: alperkilic@bandirma.edu.tr
3 Bandırma Onyedi Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Denizcilik İşletmeleri Yönetimi Bölümü, Tel:0266 717 01 17, e-posta: leventbilgili1661@gmail.com

Fish Inspection Regulations (1969) uyarınca, konserve yapılacak istiridye (clam), midye (mussel) ve iskorçina (oyster) içerisinde aşırı miktarda yeşil yosun olmamalı, kumlu çakıl, inci, soluk renk ve kabuk parçaları hiç bulunmamalıdır [3].

Besin değerini etkileyen protein miktarı su ürünlerinde önemli bir göstergedir. Besinlerdeki protein miktarı ham protein olarak ifade edilmektedir. Farklı deniz besinlerinin ham protein miktarı tür, beslenme durumu, üretim dönemi gibi farklı faktörlere bağlıdır. Midyelerin genellikle ıslak ağırlığının %11 ila 24' ü ham proteinden oluşmaktadır. Bununla birlikte kabuklu deniz ürünleri ve balıklarda bazı zehirli maddelere de rastlanmaktadır. Bunlardan biri, amnesic shellfish poison adıyla bilinen ve kısa süreli hafıza kaybı, beyin hasarı ve ileri seviyelerde ölümcül bir nevi nörotoksin olan domoic asittir [4].

Midye ve kabuklu deniz canlılarında görülen bir başka zehir ise, felce sebep olan paralytic shellfish poison maddesi olup, tolerans seviyesi 80µg/100g'dır [5]. Kabuklu deniz ürünlerinden kaynaklanan zehirlenme ishal yoluyla da gerçekleşebilir. Diarrhetic Shellfish Poisoning (DSP), 1984 yılında İsveç' te yıl boyunca midye endüstrisinin kapatılmasına yol açmıştır. Zehirlenme belirtileri bakteriyel enfeksiyona benzese de, etkileri daha şiddetlidir [6].

Denizden avlanan midyelerin yukarıda anılan olası negatif etkileri ve midye yataklarının aşırı avcılığa bağlı olarak gittikçe azalması yüzünden son yıllarda sağlıklı midye tüketimi amacıyla yetiştiricilik yaygınlaşmaya başlamıştır. İlk başlarda küçük aile çiftlikleri şeklinde başlayan üretim, gittikçe endüstriyel ölçekte büyümüş ve bu aşamada makinalaşma da artmaya başlamıştır. Günümüzde midye ekim ve hasat makinaları aracılığıyla çok geniş alanlarda yapılan midye yetiştiriciliği yeni bir endüstri kolu haline gelmiştir. Bu yüzden de midye hasat makinaları başta olmak üzere ciddi makina dizaynlarına ihtiyaç duyulmaya başlanmıştır. Bu çalışma ile dünyada yaygın olarak kullanılan midye ekim ve hasat makinaları incelenerek, ülkemizde belirli bir deniz alanında, midyelerin uygun şekilde ekim ve hasadını yapma kabiliyetine sahip olan teknenin kavramsal tasarımı (concept design) hedeflenmektedir.

2. Midye Çiftlikleri ve Denetimleri

Günümüzde denizlerde su ürünleri yetiştiriciliği hayvansal gıda üretimi açısından en hızlı artış gösteren bir sektördür. Kültür olarak en fazla ekimi yapılan midye türleri, Avrupa ve Kuzey Amerika'da mavi midye (*Mytilus edulis*), Akdeniz'de *Mytilus galloprovincialis* ve Yeni Zelanda'da yeşil dudaklı (*Perna canaliculu*) midyedir [7].

"Türkiye Sahillerinde Nakliyatı Bahriye (Kabotaj) ve Limanlarla Kara Suları Dahilinde İcrayı San'at ve Ticaret Hakkında Kanun" ile belirtilen, *"kara suları dahilinde ... midye, ... ve saire saydı, ... ve bilümum deniz esnaflığı icrası Türkiye tebaasına munhasırdır"* ifadesi uyarınca Türk karasularında midye dahil olmak üzere su ürünlerinin çıkarılması Türk vatandaşlarına verilmiş bir haktır.

"Organik Tarımın Esasları ve Uygulanmasına İlişkin Yönetmelik" te belirtildiği üzere, *"midye halatlarında yetiştirme ... organik üretim için uygundur."* Yine aynı yönetmeliğin ekinde, *"sallarda midye yetiştirmek için, halatların sayısı, metre küp başına biri geçmeyecektir. Azami halat uzunluğu 20 metreyi geçmeyecektir. Üretim döngüsü sırasında halatların incelmesi gerçekleşmeyecektir, ancak başlangıçtaki stoklama yoğunluğu artırılmadan halatların bölünmesine izin verilecektir."* ifadesi bulunmaktadır.

"Su Hayvanlarının Sağlık Koşulları İle Hastalıklarına Karşı Korunma ve Mücadele Yönetmeliği" ne göre *"çiftlik: İnsan tüketimi amacıyla hasat edilmiş veya yakalanmış yabani su hayvanlarının kesimden önce beslenmeksizin bekletildiği yerler hariç olmak üzere, su hayvanlarının piyasaya sürülmek üzere yetiştirildiği bir su ürünleri yetiştiricilik işletmesine ait her türlü müştemilat, kapalı alan veya tesisi ifade eder"* şeklinde tanımlanmaktadır. Yine aynı yönetmelikte *"yumuşakça yetiştirme alanı: bütün su ürünleri yetiştiricilik işletmelerinin ortak bir biyogüvenlik sistemi altında faaliyet gösterdiği bir üretim alanını veya yatırma alanı"* olarak tanımlanmaktadır. Yönetmeliğin Ek-2' sinde, midye ve istiridye benzeri canlılar yumuşakça olarak tanımlanmaktadır.

"Su Ürünleri Yönetmeliği" nde, su ürünleri *"denizler, iç sular ve suni olarak yapılmış havuz, baraj, gölet, dalyan ve çiftlik gibi tesislerde tabii veya sun'i olarak istihsal edilen, yetiştirilen su bitkileri, balıklar, süngerler, yumuşakçalar, kabuklular, memeliler, sürüngenler gibi hayvanlarla bunlardan imal edilen ürünleri"* ifade eder ve *"kum midyesi ve deniz salyangozunun algarna ve dreç ile istihsalinde gemide birden fazla algarna ve dreç bulundurulamaz ve kullanılamaz"* denilmektedir.

"Su Ürünleri Yetiştiriciliği Yönetmeliği" ne göre, *"kabuklu, eklembacaklı ve yumuşakça yetiştiriciliğine ilişkin usul ve esaslar Bakanlık Merkez Teşkilatınca hazırlanacak genelge ile belirlenir."* Nitekim, Gıda Tarım ve Hayvancılık Bakanlığı tarafından çıkarılan, "Su Ürünleri İhraç Etmek Üzere Kayıt Numarası Verilecek Balıkçı Gemilerine İlişkin Genelge", "Su Ürünleri İşleme ve Değerlendirme Tesislerinde Su Kullanımı ve Kalite Kontrolü Genelgesi", "Su Ürünleri İşleme ve Değerlendirme Tesislerine Çalışma İzni Verilmesine İlişkin Genelge", "Su Ürünleri Tesislerinden İhraç Edilen Üründe Olumsuzluk Çıkması Durumunda Alınacak Önlemlere İlişkin Genelge", "Su Ürünleri Yetiştiriciliği Yönetmeliğine İlişkin Uygulama Esasları", "Su Ürünleri Yetiştiriciliğinde İyi Uygulamalar Kriterleri Genelgesi", "Su Ürünleri, Kanatlı Hayvan ve Etleri, Bal ve Çiğ Sütte Kalıntı İzleme Genelgesi", "Su Ürünlerinde Sodyum Metabisülfit Kullanımı Genelgesi" gibi genelgeler bulunmaktadır.

Su ürünleri yetiştirme çiftliklerinin faaliyette bulunmaları için almaları gereken idari izinler ve denetimler vardır. Akuatik canlıların sağlıklı yetiştirilmesi ve insan sağlığının korunması amacıyla yetiştirildikleri veya avlandıkları deniz ve içsu ortamlarına ilişkin çok sayıda sınır değer ve özel koşullar bulunmaktadır. Örneğin, "Su Ürünleri Yönetmeliği" gereğince, *"kabuklu ve yumuşakçaların atık sularda ve atık suların alıcı sulara karıştığı yer merkez olmak üzere, 500 metre yarıçaplı sahalarda avlanmaları yasaktır"* ibaresi bulunmaktadır.

Midye yetiştiriciliğinde, uygun denizel alanlarda özel dizayna sahip yüzdürücüler üzerindeki yatay halatlara tutturulan dikey halatlar kullanılmaktadır. Midye çiftliklerinde, midyeler doğal ortamdaki besinleri kullanarak büyütüldüğü için tamamlayıcı yemleme veya dış

yemleme söz konusu değildir. Bu yönüyle balık çiftliklerine yönelik yapılan "çevre kirletiliyor" iddiası midye çiftlikleri için söz konusu değildir. Bu yönüyle midye çiftlikleri çevre dostu üretim şekli olarak görülmektedir.

Midye çiftlikleri çevre dostu olmakla kalmayıp, aynı zamanda yüksek kaliteli yiyecek üretmenin bir yolu olarak, ekosistemin kalitesini arttırmaktadır [7]. Denizlerdeki tuzluluk oranı, sucul ekosistemi kontrol eden en önemli etken olup, birçok organizmanın denizlerdeki dağılımlarını belirlemektedir. Denizlerin tuzluluğu da, denizlere dökülen nehirlerin varlığına, buharlaşmaya ve diğer denizlerle olan su değişimlerine bağlıdır.

Çeşitli kirlilik kaynakaları sonucu ortaya çıkan azotoksitlerin ekosistem üzerindeki önemli olumsuzluklarından bir tanesi de, ötrofikasyon (eutrophication) olmaktadır. Ortamdaki azotlu ve fosforlu bileşiklerin miktarındaki artış, bir besin maddesi olarak (nutrient) sulardaki fitoplankton (phytoplancton) canlılarının artmasına ve alg patlamalarına (algal blooms) neden olmaktadır. Artan fitoplankton sayısı, ortamdaki oksijeni bitirerek anaerobik bir ortam oluşmasına neden olmaktadır. Oksijen azlığı yaşanan ortamdaki canlı yaşam bu durumdan olumsuz etkilenmekte, balıklar, kabuklular ve yumuşakçalar toplu halde ölebilmektedir.

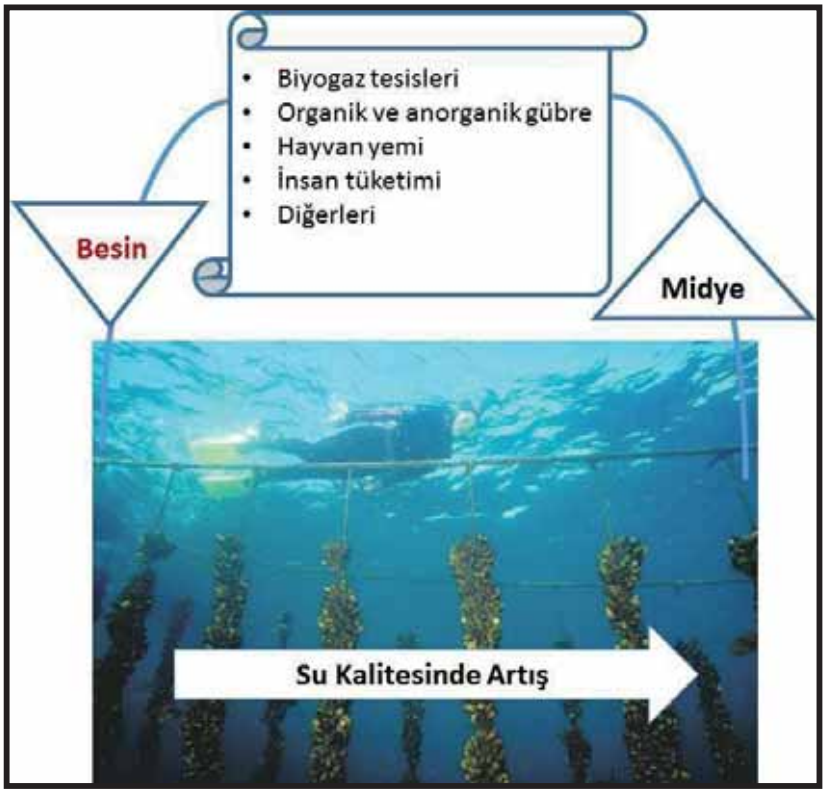
Şekil 1. Ötrofikasyon ve yosun patlamasının etkileri-Michigan Denizi [8]

Midye çiftliklerinde midye hasadı yoluyla, ötrofikasyona neden olan azotlu besin maddeleri sudan ayıklanarak çevreye önemli katkılar sağlanmaktadır. Midyeler, suyu etkin olarak filtreleyen organizmalar olmaları yönüyle, sudaki planktonlarla beslenmektedirler. Midye yetiştirciliğinin olduğu alanlarda azot ve fosforlu bileşiklerin artışına paralel olarak

fitoplanktonların artışı midyelerin tüketimi sonucu azaltılarak, ötrofikasyon engellenmiş, su kalitesi artmış olmaktadır [9].

Seller, kanalizasyon atıkları, artı iki (+2) değerlikli demirle gübreleme, gemi pervaneleri, balıkçı tekneleri ve diğer gemi atıkları, sintine basılması, sezonluk turist yoğunluğu gibi etkenler düşünülerek midye çiftliklerinin yerleri seçilmelidir. Ayrıca, midye çiftliklerinin 500 m civarına kanalizasyon atığı boşaltılmamalı ve midye hasat teknelerinde de tuvalet atıkları için arıtma ünitesi bulunmalıdır [10].

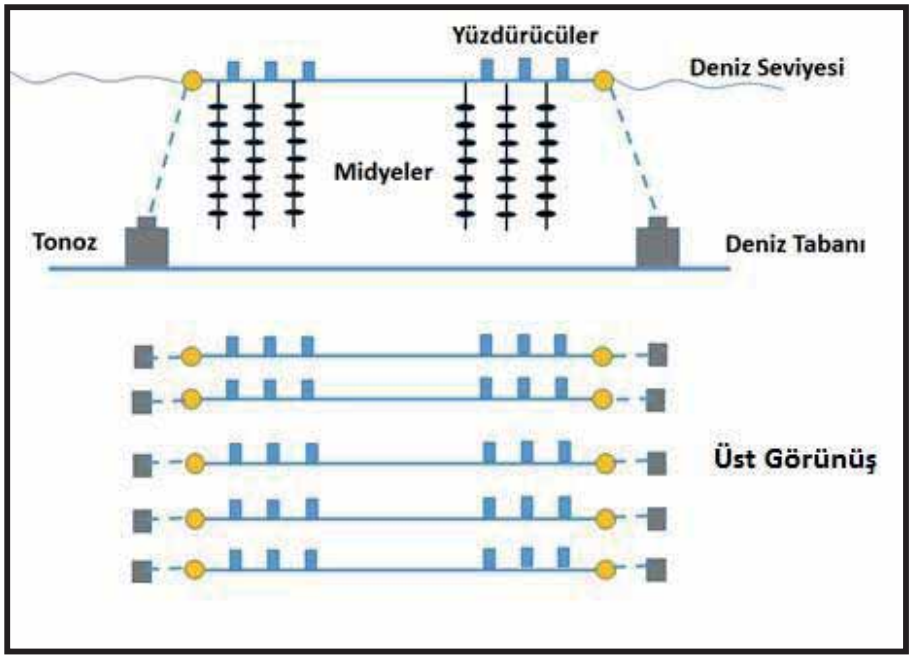
EU Rapid Alert System for Foods and Feeds (RASFF) raporuna göre, midye benzeri deniz canlılarında başta hijyen (*Escherichia coli*), biyolojik zehirler, virüsler (norovirus), salmonella olmak üzere çok sayıda indikatörler görülmektedir [11]. Tarihte özellikle kanalizasyon atık bölgelerinden toplanarak tüketilen ve hastalıklara yol açan midyelerle ilgili çok sayıda örnek olay bulunmaktadır. Yine deniz ürünü kaynaklı hepatit-A hastalığı yaygınlaşmaktadır. Bazı araştırmalara göre, pişirme sırasında uygulanan ısıl işlemler virüsleri öldürmemektedir [12].



Şekil 2. Midye çiftliklerinin su kalitesi ve ekonomiye olumlu katkısı [7]

Midye çiftlikleri, şamandra ve tonozlar kullanılarak deniz yüzeyinde bulunan birbirine paralel halatlar kullanılarak oluşturulmaktadır. Bu halatlardan aşağı doğru sarkan daha ince halatlar üzerine midyeler tutunarak gelişmektedir.

Tonozlar arasındaki ana halat boyu 100 m civarında olup, paralel iki ana halat arasındaki mesafe yaklaşık 10 metredir. Midye hasat teknesi, paralel iki halat arasında çalışarak hasat ve ekim işlemi yaptığından, teknenin eni iki halat arasında çalışabilecek şekilde seçilmelidir.



Şekil 3. Midye çiftliklerinin yapısı

Türkiye' de midye çiftlikleri henüz yeni yeni kurulmaya başlamıştır. TC Gıda Tarım ve Hayvancılık Bakanlığı verilerine göre, 25.07.2016 tarihi itibariyle henüz çok az sayıda midye çiftliği bulunmakta olup, çiftliklerin toplam kapasitesi yaklaşık 8100 ton civarındadır. Türkiye' nin toplam midye tüketiminin ise, yıllık 100 bin ton olduğu tahmin edilmektedir. Denetim altında üretim yapan çiftliklerin kapasiteyi karşılayamaması sebebiyle midye ihtiyacı ya yurtdışından ithal edilerek karşılanmakta, ya da uygunsuz şartlar altında çıkarılmakta ve tüketime sunulmaktadır. Midye çiftliklerinin henüz yeterli ihtiyacı karşılamaması sebebiyle, önümüzdeki dönemde sayılarının giderek artacağı tahmin edilmektedir.

3. Midye Ekim ve Hasat Gemisi

Midye hasat gemilerinde soğutucu üniteleri bulunmamaktadır. Hasat edilen midyeler ortam sıcaklığında big-bag türü ambalajlarda saatler boyunca beklemektedir. Midyelerin bozulmaması için midye hasat teknelerinin özellikle ılıman bölgelerde gün içinde yüklerini karaya boşaltmaları gerekmektedir [12]. AB direktifi (EC 853/2004)' e göre, midyeler dahil taze balıkçılık ürünleri buzun erime sıcıklığında tutulmalıdır [13]. Pratikte bu sıcaklık 0 °C ila 2 °C arasında değişmektedir [14].

Önemli bir konu, midyelerin pazarlanması aşamasında canlı kalma sürelerinin arttırılmasıdır. Midyelerin canlı kalma sürelerini bulundukları ortamın sıcaklığı ile birlikte oksijen oranı tayin etmektedir. Akdeniz midyesinin (*Mytilus galloprovincialis*) 2 °C ve ambalajdaki ortam havasında O_2 derişiminin %75-85 olması durumunda, ölüm oranları düşmektedir. Mavi midyelerde (*Mytilus edulis*) 4 °C sıcaklıkta ortamın atmosferinin bileşim oranları ($CO_2/O_2/N_2$) 0/0/100 iken midye ölüm oranı %90 iken, 0/90/10 olduğunda ölüm oranı %10' a düşmektedir [15].

3.1. Mevcut gemiler

Midye hasadı için tasarlanıp inşa edilerek faaliyetini sürdüren Yeni Zelanda, Bulgaristan, Türkiye gibi bir çok ülkede mevcut gemiler bulunmaktadır.

Güvertede yeterli çalışma alanının bulunması ve midye çiftliklerinin sahile yakın olması dolayısıyla draftın düşük tutulması gibi nedenlerle, midye hasat gemileri büyük oranda çift gövdeli olarak yapılmaktadır. Midye hasat gemilerine ilişkin bazı değişkenler Tablo 1'de verilmiştir.

	Gemiler ve Kaynaklar					
Ölçüler	A [16]	B [17]	C [17]	D [17]	E [17]	F [18]
Tür	Cat.	Cat.	Cat.	Cat.	Cat.	Mono
Tam Boy (m)	26	15.7	14.2	12	10	19.90
Genişlik (m)	8.2	6.1	5.5	5.2	5	7.20
Deplasman (boş) (t)		15	10.5	8	7	84.86
Draft (boş gemi) (m)	1	1	0.4	0.5	0.3	
Draft (tam yüklü) (m)	1.45					1.60
Güç (hP)	2 x 300					2x540
Servis hızıSpeed (boş gemi) (knots)		12	10	8	7	
Servis hızı (tam yüklü) (knots)	12					
Yük (t)		16	15	8	6	

3.2. Yeni bir midye hasat gemisi için kısıt, hedefler ve kavramsal tasarım

Balıkçı Gemilerinin Emniyeti Hakkında Yönetmelik (RG: 26089, 23.02.2006) uyarınca, balıkçı gemisi, "ticari olarak balık veya başka deniz canlıları yakalamak için teçhiz edilmiş

olan veya kullanılan herhangi bir gemi" olarak tanımlanmaktadır. Bu durumda, midye hasat tekneleri balıkçı gemilerine uygulanan kurallara tabi olacaklardır.

Balıkçı gemilerinin boylarına göre farklı kurallar uygulanmaktadır. Gemi boyuna göre kurallara bakıldığında, 2.5 m, 5 m, 10 m, 12 m, 15 m, 22 m, 24 m, 45 m için kuralların oluşturulduğu görülmektedir.

Devlet tarafından desteklenen Ar-Ge projeleri kapsamında üniversite-sanayi işbirliği programı için günümüz şartlarında bütçe üst sınırı 1 milyon TL olarak belirlenmiştir [19]. Balıkçı teknelerinin günümüz piyasa koşullarında yeni gemi inşa maliyetleri düşünüldüğünde, bu sınır dahilinde gemi boyunun 15 metreyi geçmemesi gerekmektedir.

Teknenin 15 metrenin altında inşa edilmesi bazı kural istisnaları da getirecektir. Midye çiftliklerinin ülkemizde genellikle kıyıya yakın kurulması ve toplaman midyelerin sahile taşınması düşünüldüğünde, teknenin draftının mümkün olduğunca düşük olması gerekmektedir. Bu durumda teknenin türünün katamaran olarak seçilmesi gereklidir.

Midye teknelerinde seyir yapılmaması dolayısıyla, yaşam mahallinde personel için kamara, salon vb. alan ayrılmasına, lavabo ihtiyacı hariç, gerek bulunmamaktadır. Bu sayede, ana güvertede toplanan midyeleri geçici olarak depolamak üzere daha fazla alan kullanılabilecektir.

Toplanan midyeler big bag çuvallarına doldurularak ana güverte üzerinde tutulmaktadır. Big bag çuvalları 90x90x80 cm ila 100x100x160 cm ölçülerinde üretilmektedir. Tek bir çuvalın kapladığı alan yaklaşık 1 m^2 olarak düşünülebilir. Çuvalların standart taşıma kapasitesi 1 ila 1.5 ton aralığındadır [20].

Midye hasadı için kullanılan çuvallar 1000-1250 kg kapasitelidir. Çuvallar midye ile tam olarak doldurulduğunda, ıslak olmaları dolayısıyla, yaklaşık 1 ton ağırlığa ulaşmaktadır.

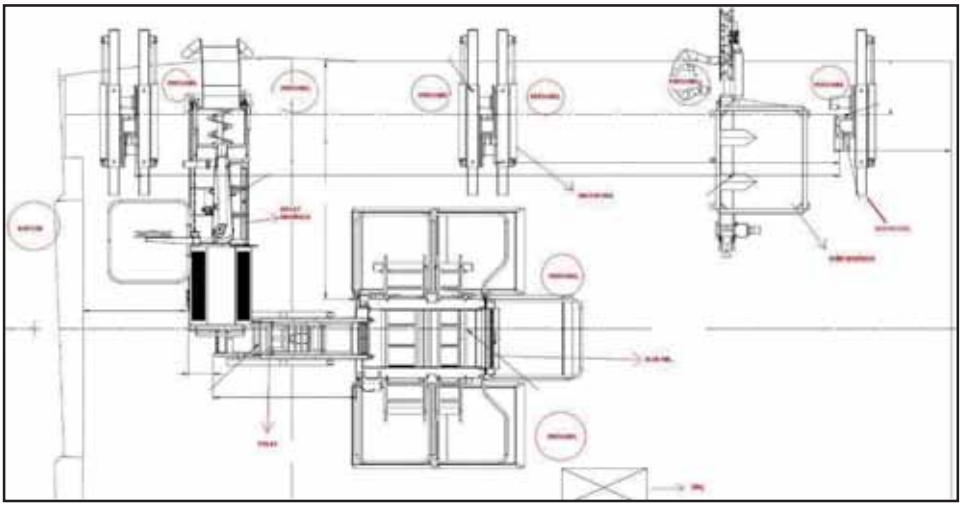
Erdek-Narlı'da bulunan midye çiftliğinde, boyu 100 metre uzunluğunda olan 32 hat bulunmaktadır. Ana hatların arasında 16 metre mesafe bulunmaktadır. Bir hat üzerinde, deniz dibine doğru midyeleri tutunması için 10 metre boyunca sarkan toplam 3500 metre halat bulunmaktadır.

Yavru halatlarında boş halata doğal ortamında yavrular tutunmaktadır. Yavrular 5-6 ay sonra 2-3 cm boyuna eriştikten sonra, yetiştirici halatlarına ekilerek, 12 ay sonra hasat edildikleri 6 cm boyuna erişmektedir. Hasat edilen bu midyelerin yaklaşık 55 tanesi 1 kg gelmektedir.

Midyeleri toplamak üzere yapılacak olan hasat gemisinin fribord yüksekliğinin 80 cm'yi aşmaması gerekmekte, hasat işlemleri için 40 ila 80 cm arası ideal olarak görülmektedir.

Hasat gemisi ana güvertesi üzerinde, birer adet ekim makinesi (1 m x 3 m alan, 1.9 m yükseklik ve 250 kg ağırlık), hasat ve temizleme işlemi yapan hasat makinesi (declumer conveyor-1m x 3 m alan, 1.9 m yükseklik ve 500 kg ağırlık), boylama makinesine aktarım yapan ve yürüyen merdiven şeklinde midyeleri aktaran paletleme makinesi (1m x 3 m alan,

100 kg ağırlık) ile midyeleri boylarına göre ayıran boylama makinesi (1m x1.5 m alan, 80 cm yükseklik) bulunmaktadır.



Şekil 4. Midye hasat teknesi yerleşim planı.

Gemi üzerinde bulunan 3 adet matafora hatları kaldırarak hasat imkanı vermektedir. Bu üç mataforanın toplam 7 m mesafeye yerleştirilmesi ve tercihen geminin sancak tarafına donatılması gerekmektedir.

Gemide yaşam mahalline gerek olmadığından, normal kamara yüksekliğinde bir dümen kamarasının bulunması yeterlidir. Ayrıca personel için kamara bulunmalıdır.

Mataforaların aksi tarafında, tercihen iskele tarafta, bir adet kırma puma vinç gerekmektedir. Bu vincin görevi, güverte üzerindeki çuvalların yerini değiştirmek ve gemiden karaya çuvalların aktarımını sağlamaktır. Vinç kapasitesi 5 ton olmalı, 8 m mesafede kaldırma kapasitesi 1.5 tonun altına düşmemelidir.

Hasat makinelerinin kapasiteleri 3, 5 ve 10 ton/saat olabilmektedir. Normal çalışma şartlarında bir günde yaklaşık 15 ton hasat yapılabilmektedir. Geminin gün boyunca hasat ettiği ürünleri güvertede depolaması gerektiğinden, güverte üzerinde çuvalların istifi için yaklaşık 15 m^2 alan gereklidir. Hasat edilen midye çuvalları üst üste istiflenmemektedir.

Gemide kaptan dahil en fazla 5 personel bulunmaktadır. Güverte alanın tasarlanması sırasında sabit ve hareketli çalışan personel için gerekli çalışma sahasının da planlanması gereklidir.

4. Sonuçlar

Midyeler deniz suyunu süzen bir filtre görevi gördüklerinden, özellikle ötrofikasyon gibi olumsuz çevresel etkilere karşı su kalitesini attıran canlılardır. Ancak, yine suyu filtrelemelerinden dolayı, deniz suyunda bulunan her türlü zehirli ve bulaşıcı maddeyi biyolojik birikimle kendilerinde toplamaktadırlar. Bu sebeple sıkı denetimler altında yetiştirilmeli ve belli sınır değerlere sahip sularda yetiştirilmelidirler. Midyelerin kontrolsüz toplanması ve besin olarak tüketime sunulması engellenmelidir. Midyeler çiftliklerde sıkı denetimlerden geçirilse de, nihai tükecilere yönelik belirli bir güvenlik sertifikasyonu bulunmamaktadır.

Ülkemizde midye çiftlikleri yaygın olmamakla birlikte faaliyet gösteren çiftlikler bulunmaktadır. Bu çiftliklerde uygun şekilde midye ekim ve hasadının yapılabilmesi için gerekli şartları taşıyan ve en iyi teknolojiye sahip hasat teknelerinin inşa edilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, dünyada mevcut midye hasat tekneleri incelenerek, ülkemizde faaliyet gösteren midye çiftliklerinde kullanılabilecek bir hasat teknesinin kavramsal tasarımı yapılmıştır.

7. Kaynaklar

[1] Bardach, J.E., Ryther, J.H., McLarney, W.O., "Aquaculture: The Farming and Husbandry of freshwater and marine organisms", Wiley-Interscience, John Willy & Sons, Inc., 1972.

[2] Weinstein, B. and Scarbrough, M., "The Ultimate Shrimp Book", William Morrow Cookboks, 2002.

[3] Bonnel, A.D., "Quality Assurance in Seafood Processing: A Practical Guide", Chapman &Hall, Inc., 1994.

[4] Sikorski, Z.E., Pan, B.S. and Shahidi, F., "Seafood Protein", Chapman &Hall, Inc., 1994.

[5] Welt, A.M., "Seafood Regulations Compliance Manual", Alpha Omega, Inc., 1995.

[6] Daczkowska-KozonWelt, E.G. and Pan, B.S., "Environmental Effects on Seafood Availability, Safety and Quality", CRC Press, 2011.

[7] Klamt, A-M. and Schernewski, G., "Climate Change – A New Opportunity for Mussel Farming in the Southern Baltic?", John Wiley & Sons, Inc., 2013.

[8] http://www.triwaterstour.com/prevention-learning-from-a-canadian-case-study-in-eutrophication/

[9] Lindahl, O., Hart, R., Hernroth, B. et al., "Improving marine water quality by mussel farming: a profitable solution for Swedish society", *AMBIO*, 34(2), 131-138, 2005.

[10] WHO, "Safe Management of Shellfish and Harvest Waters", IWA Publishing, 2010.

[11] Sauve, G., "Molluscan Shellfish Safety", Springer, 2011.

[12] Hackney, C.R. and Pierson M.D., “Environmental Indicators and Shellfish Safety”, Springer, 1994.

[13] EU (2004) Regulation (EC) No 853/2004 of the European Parliament and of the Council of 29 April 2004 laying down specific hygiene rules for food of animal origin, *Official Journal of the European Union*, 226, 22-82.

[14] Borresen, T., “Improving Seafood Products for The Consumer”, CRC, 2008.

[15] Boziaris, I.S., “Seafood Processing, Technology, Quality and Safety”, Wiley, 2014.

[16] Url-1, http://devilliersyachtdesign.co.nz/category/concept-designs/

[17] Url-2, http://www.alnmaritec.co.uk/downloads/Wave%20Worker.pdf

[18] Url-3, http://www.misya.com.tr/hakkimizda/hasat-teknesi/

[19] Url-4, https://www.tubitak.gov.tr

[20] Url-4, http://big-bag.cuval.com.tr/alt-kapali-ust-baca-bigbag/

A CRITICAL ASSESSMENT OF MEASURES TO IMPROVE ENERGY EFFICIENCY IN CONTAINERSHIPS

Volker BERTRAM[1], Ahmet TAŞDEMİR[2]

ABSTRACT

Containership operators are confronted with a multitude of proposals for fuel saving measures and even more promises. Actual savings are generally much lower than quoted numbers in advertisement material and even scientific publications. Reasons for discrepancies are discussed and some guidelines for selecting suitable measures are given. There are options with significant fuel savings false promises that result in zero savings or even losses.

Keywords: Energy Efficiency, Fuel Saving, CO2, Container Ships

1. Introduction

Increasing fuel prices and legislation concerning CO2 emissions (respectively energy efficiency) have made fuel efficiency a key topic in our industry. While new designs offer much larger potential gains in energy efficiency, refit and operational measures may increase fuel efficiency for the fleet in service, and some of these measures offer attractively short payback times. Bulhaug et al. (2009), OCIMF (2011) and Bertram (2011) give overviews of such measures.

The relative importance of these measures depends on many factors, including ship type. For example, trim optimization is more attractive than hull maintenance for container ships, Figure 1, Köpke & Sames (2011a). But for large tankers, OCIMF (2011) rates the fuel saving potential of hull maintenance (listed as CBM = condition-based maintenance) higher than trim optimization (listed as trim assistant), namely 2.0% versus 0.3%.

1 DNV GL, Hamburg, Germany, volker.bertram@dnvgl.com

2 Piri Reis University, Istanbul, Turkey, atasdemir@pirireis.edu.tr

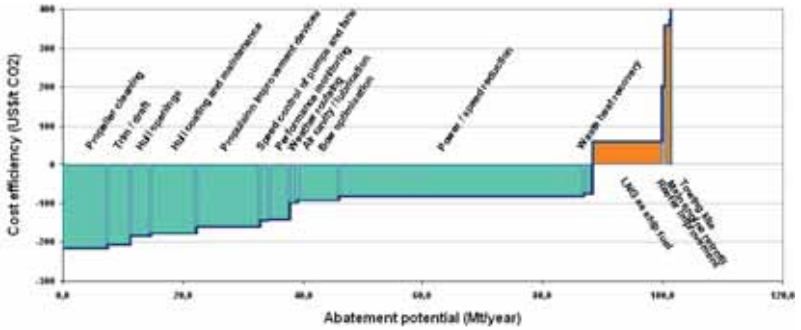


Figure 1. Marginal abatement cost curve for container ship fleet

Sometimes the saving potential of an option depends on individual ship hull and propeller characteristics, giving large scatter in reported savings even for same ship type. Modern computer simulations offer substantial progress in assessing saving potential of many devices, allowing case-by-case assessment. For example, CFD (computational fluid dynamics) allows quantifying the effect of a propulsion improving device and gives insight explaining why devices are effective in one case and counterproductive in another.

Many publications give unrealistically optimistic potential for fuel savings. There are various reasons for this:

- The published savings are often for the best case. Quoted savings may be valid for initially bad designs, whereas hydrodynamically optimized designs would never reach these savings. This is best illustrated in a concrete example: DNV GL Maritime Advisory Services looked at its hull optimization projects in early 2012. The achieved improvements for all projects until that date were collected in a histogram, Figure 2.

The statistical distribution may be described in various ways:

- Hull optimization may improve the fuel efficiency of a ship by up to 20%.
- Hull optimization improves the fuel efficiency of a ship by 7% on average.
- Hull optimization improves the fuel efficiency of a ship in most projects by 4-6%.

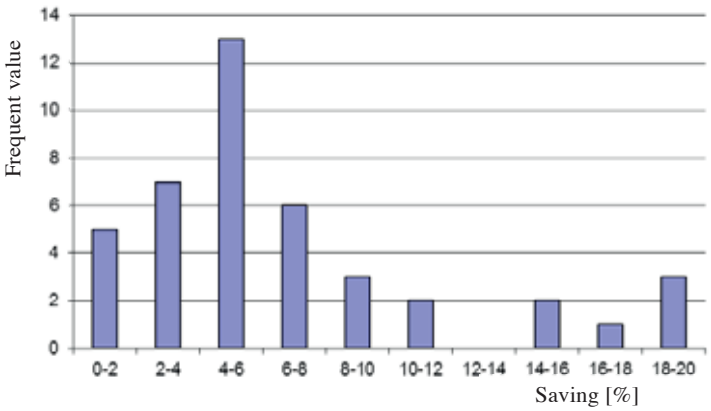


Figure 2. The potential of hull optimization varies. Gains in actual projects show a wide spectrum with 4-6% improvement as most frequent value until end of 2011

All statements are correct. However, "up to X%" is often quoted as "X%" as saving potential in subsequent reports or surveys. Generally, companies do not publish statistical distributions of savings achieved by their products. Instead, marketing strategies promote "up to" numbers which invariably lead to unrealistic expectations and subsequent disillusion.

- Numbers valid for one ship type (say bulk carriers) are taken for other ships (say containerships), where they do not apply.
- Numbers are taken for design speed and draft. Frequently encountered off-design conditions are ignored. Utilization of a fuel saving device is often incorrectly assumed to be 100% of the time at sea for a ship and 100% over fleets for global estimates.
- Saving potential may be measured for calm-water resistance, but real fuel savings apply to total fuel consumption (including added resistance in service and on-board energy consumption). Relating saving to smaller reference numbers gives higher percentage figures. Ideally all savings should be related to (an estimated) total yearly fuel consumption.
- For propulsion improving devices, published savings are based on a comparison of power requirement measured before and after conversion. Sometimes, measurements are not corrected for hull and propeller roughness, while ship and propeller were cleaned during the refit, sea state and loading condition. If measured values are corrected for a "neutral condition", the correction procedure in itself may still have an uncertainty of 2-3%.
- Saving potential is quoted based on model tests and questionable extrapolation to full scale. Model tests violate Reynolds similarity; hence boundary layers and flows

at appendages in the boundary layer are not similar. Most quoted figures are based on publications (and model tests) of the 1970s and 1980s. Usually, there is no documentation on how figures were derived. In our experience, re-analyses and detailed full-scale measurements with today's technology showed always substantially lower figures.

2. Some Options to Improve Fuel Efficiency of Containerships

DNV GL looked into fuel saving options for containerships, with particular focus on fleet in service. The most attractive options are identified in Sames & Köpke (2010), Köpke & Sames (2011a, b). These are discussed in the following in the order of expected payback, see Figure 1:

- Propeller cleaning
  Propeller roughness increases in time due to cavitation, impingement and fouling. Propeller cleaning intervals should be based on performance monitoring.
- Trim (optimization)
  The wave resistance reacts very sensitively to local changes in the hull geometry. Trim optimization software, e.g. Hochkirch & Mallol (2013), can lead to significant improvement for most ship types, but particularly for container ships. Trim software based on "numerical sea trials" (viscous CFD simulation of ship with propeller at full-scale Reynolds numbers) is our recommended approach, Bertram (2014).
- Hull openings
  Bow thrusters and inlets (e.g. sea chests) may be designed better, again by using CFD. Knowledge about achievable savings is at best anecdotal. The 2nd IMO Greenhouse Gas study, Buhaug et al. (2009), gives 0.9-4.2% without differentiation for ship type and based on vendor information. The actual saving potential may be lower than 0.9% for many container ships. Large scatter in saving potential is expected, as losses (and thus improvement potential) will depend on local flow details. CFD analyses are recommended for assessment and guidance in re-design.
- Hull coating and maintenance
  The frictional resistance depends on the area and roughness of the wetted surface. The surface roughness is influenced by the choice of coating and appropriate hull management over the life-time of the ship. Some coatings perform very well initially and then degrade rapidly. Hull performance monitoring has evolved dynamically over the past few years, e.g. Bertram & Lampropoulos (2014). The evolving ISO 19030 (Measurement of changes in hull and propeller performance) is expected to contribute to wider use of hull (and propeller) performance monitoring and management. Hull performance monitoring requires assorted corrections (a.k.a. normalization). Corrections for actual draft and trim are very important for containerships. Simple interpolations between model test predictions give unacceptably high errors for containerships (around 10%), Krapp & Bertram (2015). Instead, extensive CFD

simulations are required to give dense interpolation matrices covering the complete operation spectrum for speeds, drafts and trims. Here synergies with trim optimization software should be used.

- Propulsion improvement devices (PIDs)
  Opinions on PIDs scatter widely, from negative effects (increasing fuel consumption) to more than 10% improvements. Indeed, the effectiveness depends on local flow details (such as the strength and position of the bilge vortex in the propeller plane). The effectiveness of PIDs should be assessed on an individual case base, using full-scale CFD simulations, Hochkirch & Mallol (2013). Wake-equalizing ducts are generally not suitable for containerships, as these have already more homogeneous wakes than bulker and tankers. Pre-swirl devices can give improvements typically in the range of 1-4% based on our CFD studies.
- Speed control of pumps and fans
  Speed-controlled (a.k.a. frequency-controlled) of pumps instead of fixed rpm pumps (for cooling water and other systems with high utilization rate) decrease energy consumption for the pumps typically by 25%. The measure has attractive payback periods, but the overall saving potential is relatively small, estimated 0.1-0.6%.
- (Engine) Performance monitoring
  Engine performance monitoring based on simulation models has developed very dynamically over the past 5 years, e.g. Freund (2012), Lampe et al. (2015). This threshold technology is expected to gain in importance and acceptance in the industry. One of the expected effects is increased awareness leading to more fuel efficient operation by the crew.
- Weather routeing
  Realistic estimates for the saving potential of weather routeing range from 0.1% to 1.5%, falling significantly short of vendors' claims. The added resistance in waves can be predicted only with uncertainties, which are much larger than the claimed savings due to route optimization, Bertram & Couser (2014). This renders weather routeing as a most questionable option for fuel savings. Solid arguments for weather routeing are rather safety of cargo and crew.
- Air lubrication
  Air lubrication has attracted considerable media and industry attention. The basic idea is that a layer of air (on part of the hull) reduces the frictional resistance. There is no consensus on the saving potential and, at present, we have no reliable third-party evaluation. Venture capital and entrepreneurial spirit are required to invest into air lubrication.

- Bow optimization
  Hull optimization has progressed over the decades from research applications to state of the art in modern ship design, Hochkirch & Bertram (2012). Modern optimization projects employ numerical sea trials (as for trim optimization), Hochkirch & Mallol (2013), looking at 10-20 thousands of variants. It is becoming common to look at spectra of operational conditions (draft-speed combinations) in the optimization. More recently, bulbous bow refit has been adopted as an attractive option to reduce fuel consumption, Hochkirch & Bertram (2009, 2013), Hahn & Bertram (2014). It is recommended to explore fuel savings for different operational spectra before deciding on the new bow design.
- Speed reduction (slow steaming)
  Speed reduction is a very effective way to improve fuel efficiency. A 10% lower design speed saves an estimated 23-25% fuel for constant delivery capacity (i.e. increased size of ship or fleet to transport the same amount of cargo per year). Slow steaming is less effective than designing for lower speed as hull, propeller and engine operate in off-design conditions and thus at lower efficiencies. Often refit measures for hull (bow refit), propeller and machinery (e.g. de-rating) are then advisable.
- Waste heat recovery
  The amount of energy that may be recovered from exhaust gas losses depends on the engines used, the exhaust gas temperature and the sulphur content in the fuel. In an expert survey, the saving potential in using heat recovery was estimated to be 2-7% for ships without power take-in. Many ships already employ this option. Lower installed power and slow steaming reduce the potential for waste heat recovery. Refitting waste heat recovery is problematic due to the additional space requirements for the equipment and the already cramped conditions in most engine rooms.

3. Case Studies

In following, three case studies will highlight applications of fuel saving measures in practice. The selected case studies from our project experience are “typical”, representative for several projects with savings obtained ranging in the most common group
rather than the “up to” extremes.

3.1 Case study 1: Hull optimization

Ship operator Hamburg-Süd wanted the lines of a new 9600 TEU containership design optimized for fuel consumption, Hochkirch et al. (2013). Hamburg-Süd supplied records of actual operational data for a fleet of similar-sized containerships for a whole year. This database of speeds and drafts was condensed to four representative clusters of speed-draft combinations with associated weights ranging between 20 and 30%. The objective was then to reduce the combine fuel consumptions for these four operational states, considering their time share in yearly operation. A global hull optimization was performed using a fast, sim-

plified hydrodynamic assessment of the generated hull variants. In a refinement of the hull optimization, the hydrodynamic assessment used a high-fidelity CFD code, solving the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANSE), thus capturing viscous effects directly in the simulation.

Figure 3 compares for one operational condition the computed wave patterns of the baseline design and our optimized design. The relatively small differences in wave patterns translate into significant fuel savings. For this particular operational condition, the required power for the optimized hull was 6.5% lower than for the baseline. For final validation, model tests were conducted at Hamburg Ship Model Basin (HSVA). The baseline design and DNV GL's optimized design were tested under same conditions and full-scale predictions followed the general guidelines. The model tests confirmed that DNV GL's optimized design outperformed the baseline design on all conditions of the operational profile, with expected yearly fuel savings just short of 4%.

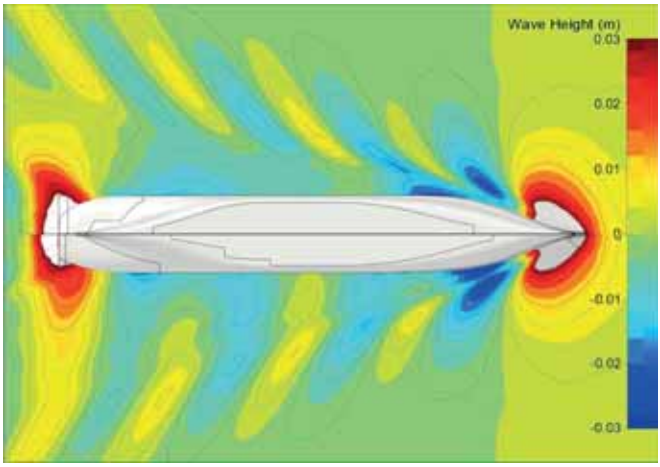


Figure 3. Wave patterns for one operational condition; baseline (top) and optimized design (bottom)

3.2 Case study 2: Bulbous row refit

While obtainable fuel savings are significantly larger for complete hull optimizations, optimization of the bulbous bow region alone offers still potentially very attractive fuel efficiency gains, especially for high powered large containerships which now operate in off-design conditions (slow steaming and partially loaded). State-of-the-art optimization for a realistic operational profile rather than a single design point opens the door to significant further fuel savings, also for refits. This was demonstrated by Hochkirch & Bertram (2013).

The ship owner realized the opportunities of a bulbous bow refit for his fleet of 13000 TEU ships. The task was now to find the best solution. Qualitatively, the larger the cut-out is

chosen, the higher are the cost for the refit, but also the potential gains. In this particular case, there were two general options for such a refit:

- Option 1: Larger cut-out covering the ship below the waterline and before the collision bulkhead
- Option 2: Smaller cut-out below the waterline and before the forward perpendicular

The ship owner supplied records of actual operational data for the ship for a whole year. This database of speeds and drafts was condensed to eight representative clusters of speed-draft combinations with associated weights ranging between 10 and 25%. The objective was then to reduce the combined fuel consumptions for these eight operational states, considering their time share in yearly operation.

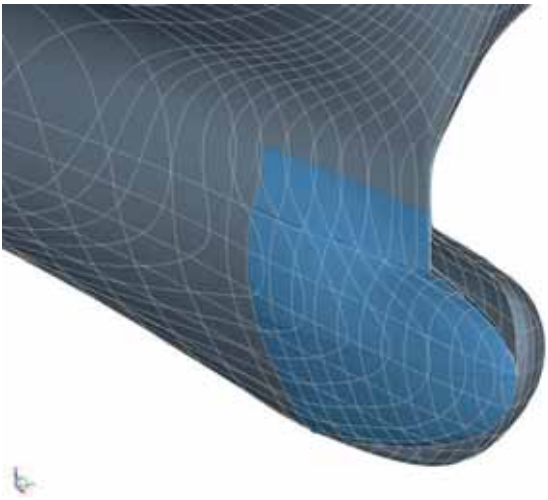


Figure 4. Original hull (port) and re-design alternative (starboard)

A parametric model was set up for the bow section, employing 26 free parameters. The high number of parameters ensured that a vast number of possible bow shapes could be created. In any case, a harmonious fit with the rest of the hull was ensured by suitable constraints on the hull-bow intersection. Roughly 20000 bow variants were investigated. Two final hull shapes were identified featuring optimal performance measures across the operational profile. As expected, the larger flexibility of Option 1 resulted also in larger possible fuel savings. Option 1 had expected gains in off-design conditions of up to 11%, yielding expected yearly fuel savings of ~3.5% for the actual operational profile. Option 2 had expected gains in off-design conditions of up to 6%, yielding expected yearly fuel savings of ~1.8% for the actual operational profile. Results were validated by "numerical sea trials" (high-fidelity CFD simulations for full-scale ship) and model tests.

Depending on size of fleet, employed repair yard and assumed fuel oil price, there are variations in payback times, but all realistic scenarios show payback times between 2 and 8 months, making this refit a good business decision by anybody's standards.

The biggest issue in many of these projects remains the definition of the operational profile. AIS analyses for own or competitor's fleets can only reflect the past. But frequently questions concern the future and changing market conditions: What if I operate at other conditions some day? Can we change the operational profile once more?

DNV GL has developed a new tool to support better decisions in this situation. First, 5000 - 10000 vessel-specific bow designs are created and assessed for all operational conditions using CFD ("numerical towing tank"). An interactive excel-based tool allows then easy and immediate exploration of "what-if" scenarios for changing operational profiles.

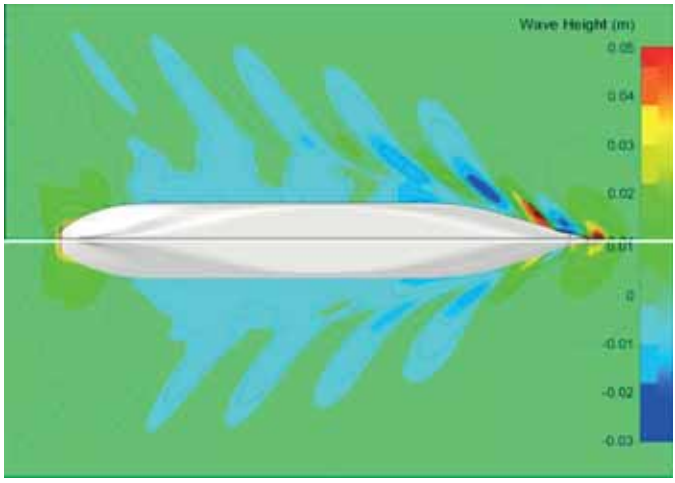


Figure 5. Off-design condition: original hull (top) and optimized Option 1 (bottom)

The input consists of the design operational profile (expressed by a matrix of 4 speeds and 3 drafts with associated relative time spent on each speed-draft combination) for which the bulbous bow shall be optimized, optional performance constraints (e.g. must reach design speed at 85% engine power), and an alternative profile (again 4 x 3 matrix of speed and draft). The tool then immediately displays estimated savings (in USD/year and % power) and payback time for the best bulbous bow for the design operational profile and the corresponding values for the alternative profile. The payback time calculation takes aspects like fleet size, conversion costs and fuel price into account. When changing input data, savings are re-computed instantaneously.

The tool allows insight into available savings for each operational condition, Figure 6, and implications of constraints. A relaxation of required by power at design speed by 1 percent point often results in higher overall savings. It is only after seeing the achievable effect that ship operators start thinking about margins which are often unnecessarily high. Of course, the tool cannot change the volatility of the market, but it can quantify performance for a bandwidth of scenarios from worst-case to best-case scenarios, supporting more informed business decisions.

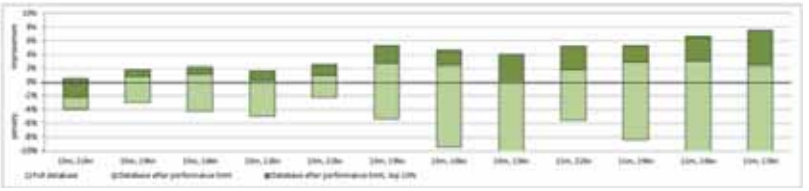


Figure 6. Relative power savings compared to reference design

3.3 Case study 3: Trim optimization

There is no single trim for a vessel that is optimum for all speeds, displacements and water depths, leave alone an optimum single-value for all ships. Finding the optimum trim for a ship is a non-trivial task. There are several commercial trim optimization tools on the market to help with this task. These vary in price, user-friendliness, fundamental approach and performance.

Compared to sensor-based trim assistance tools, CFD-based trim advisory systems do not require interfacing with on-board systems and sensors to monitor operational parameters. DNV GL's ECO-Assistant, Hansen & Hochkirch (2013), can be installed on any computer on the vessel, which makes the installation much more cost effective than sensor-based trim optimization tools. The hydrodynamic database for trim optimization is based solely on CFD simulations. The CFD simulations cover a dense matrix of speed, trim and draft values. The discrete simulation data sets are connected by a multidimensional response surface, i.e. a sophisticated interpolation scheme. This allows consistent interpolation for arbitrary input values within the simulated range.

The GUI (graphical user interface) is kept simple with a minimum of input: speed, (zero-speed) drafts aft and fore, and optional extra ballast. The tool then displays optimum trim, regions of good trim (in green), regions of satisfactory trim (in yellow) and regions of poor trim (in red), Figure 7. In addition, the savings (as compared to even trim) in required power and tons of fuel and CO_2 per day are displayed. Practical constraints such as bending moment and stability are checked by other software tools. To support efficient cross-

referencing, the ECO-Assistant can be integrated into a vessel's loading computer and cargo planning system.

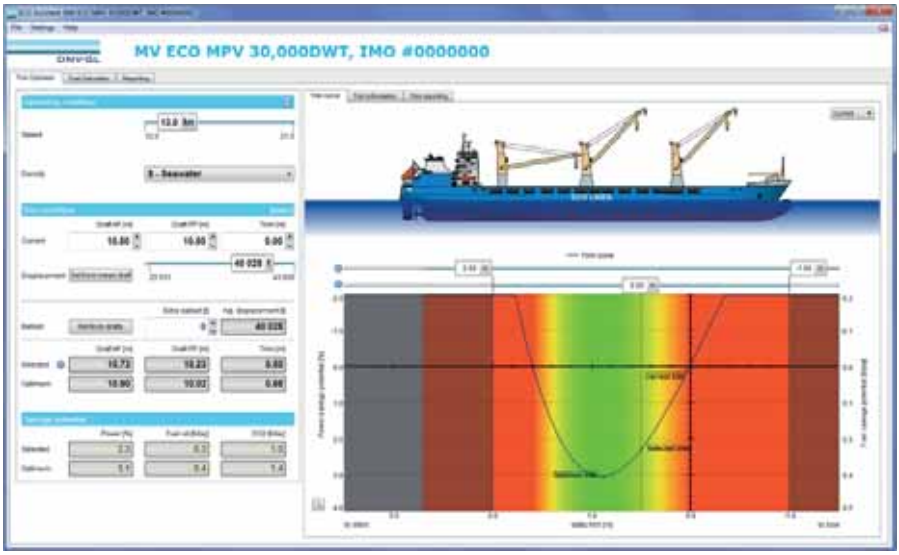


Figure 7. The easy-to-use interface has become a trademark of ECO-Assistant. Speed, displacement (or current drafts) and optional extra ballast is all that is needed to get the best trim displayed.

The effectiveness of trim optimization systems is best assessed sea trials. Trim trials are variations of classical sea trials. Typically two conditions are tested: One trim with relatively high fuel consumption and another trim with lower fuel consumption. Sea trials on opposite course and for different main engine rpm yield speed-power curves for both trim conditions. By comparison, the fuel savings due to trim are identified. Such trials were completed successfully by China Shipping for a 14000 TEU containership. For a trim change of 1.8 m, fuel savings of more than 10% were found in line with ECO-Assistant's prediction. Such large trim adjustments are not always possible in actual operation. However, China Shipping reported in long-term performance monitoring fuel savings up to 8%; typically 3-4% savings were reported.

4. Conclusions

Our experience shows that potential for fuel savings is often over-estimated, but sometimes also underestimated. Frequently, modern simulation technology can guide us:

- Virtual try-outs are highly recommended before committing to any large investment in propulsion improving devices. CFD simulations give a solid ground for assessing the fuel saving potential of a device and hence the basis for an investment decision.
- Optimization is a mature and powerful tool in fuel efficient designs and operation. It is mainly up to the ship operators to employ this tool to achieve major savings at relatively little expense.
- Refitting optimized bows on containerships operating now with much lower speeds than their original design speeds is an attractive option.
- Trim optimization is attractive for most ship types, especially large container ships. The recommended approach is using CFD for full-scale conditions to create the required hydrodynamic knowledge base.
- CFD-based knowledge bases for trim optimization should be reused for hull performance management.

5. Kaynaklar

[1] Bertram, V. 2011. Practical Ship Hydrodynamics. 2nd Ed. Oxford: Butterworth & Heinemann.

[2] Bertram, V. 2013. Trim optimization meets hull performance monitoring. Lloyd's Maritime Academy Seminar "Hull Management and Performance", London.

[3] Bertram, V. 2014. Trim optimization – Don't blind me with science. The Naval Architect, September, pp.66-68.

[4] Bertram, V. & Couser, P. 2014. Computational methods for seakeeping and added resistance in waves. 13th Conf. Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT), Redworth, pp.8-18.

[5] Bertram, V. & Lampropoulos, V. 2014. A model for hull performance monitoring in ship operation, European Conf. Production Technologies in Shipbuilding (ECPTS), Hamburg.

[6] Buhaug, Ø., Corbett, J.J., Endresen, Ø., Eyring, V., Faber, J., Hanayama, S., Lee, D.S., Lee, D., Lindstad, H., Markowska, A.Z., Mjelde, A., Nelissen, D., Nilsen, J., Pålsson, C., Winebrake, J.J., Wu, W.Q., Yoshida, K. 2009. Second IMO GHG study 2009. International Maritime Organization (IMO), London.

[7] Freund, M. 2012. Holistic Analysis of On-board Consumption and Efficiency of the Energy Systems of Ships. PhD Thesis, Univ. Federal Armed Forces, Hamburg.

[8] Hahn, C. & Bertram, V. 2014. Bulbous bow refits – The industry catches on. The Naval Architect, June.

[9] Hansen, H. & Hochkirch, K. 2013. Lean ECO-Assistant production for trim optimization. *12th Conf. Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT)*, Cortona, pp.76-84.

[10] Hochkirch, K. & Bertram, V. 2009. Slow steaming bulbous bow optimization for a large containership. *10th Conf. Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT),* Budapest, pp.390-398.

[11] Hochkirch, K. & Bertram, V. 2012. Hull optimization for fuel efficiency – Past, present and future. *11th Conf. Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT)*, Liege, pp.39-49.

[12] Hochkirch, K. & Bertram, V. 2013. Bulbous bow refits – A little-known goldmine. *Hansa 150/11*, pp.27-29.

[13] Hochkirch, K.; Heimann, J.; Bertram, V. 2013. Hull optimization for operational profile – The next game level. *5th Int. Conf. on Computational Methods in Marine Engineering (MARINE)*, Hamburg.

[14] Hochkirch, K. & Mallol, B. 2013. On the importance of full-scale CFD simulations for ships, *12th Conf. Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT)*, Cortona, pp.85-95.

[15] Köpke, M. & Sames, P. 2011a. *Outlook on CO_2 emissions of the container world fleet and possible reduction targets*. 8th Annual Green Ship Conf., Copenhagen.

[16] Köpke, M. & Sames, P. 2011b. Outlook on CO_2 emissions of the worldwide containership fleet and possible reduction targets. *Nonstop 2/2011*, Germanischer Lloyd.

[17] Krapp, A. & Bertram, V. 2015. Hull performance monitoring – Combining big data and simulation. *14th Conf. Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT)*, Ulrichshusen, pp.57-63.

[18] Lampe, J., Magdanz, A., Ginnetti, A. 2015. Energy simulation for waste heat recovery systems. *17th Int. Conf. Computer Applications in Shipbuilding (ICCAS)*, Bremen.

[19] OCIMF 2011. *GHG emission-mitigating measures for oil tankers – Part A: Review of reduction potential*. Oil Companies International Marine Forum, London.

[20] Sames, P. & Köpke, M. 2010. Future required energy efficiency of container vessels. *32nd Motorship Propulsion & Emissions Conf.*, Hamburg.

DENİZALTI KIÇ KONİKLİK AÇISININ VE BOY-GENİŞLİK ORANININ TEKNE VERİMİ ÜZERİNE ETKİLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Yasemin ARIKAN ÖZDEN*[1], Fahri ÇELİK[1]

ÖZET

Denizaltıların askeri, turistik, oşinografi araştırmaları ve deniz kıyı yapıları alanlarında kullanımları son yıllarda artış göstermektedir. Denizaltı hidrodinamiği alanındaki bilimsel araştırmaların büyük bir kısmının akustik ve sevk sistemi verimi konularına odaklandığı görülmektedir. Sevk karakteristiklerini belirlemede denizaltı boyutlarından sonra en önemli farktörlerden biri kıç koniklik açısının belirlenmesidir. Bu çalışma kapsamında kıç koniklik açısının ve boy-genişlik (L/B) oranının tekne verimi üzerindeki etkileri bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi (HAD) ile araştırılmaktadır. Deplasman hacmi sabit kalacak şekilde DARPA Suboff denizaltısı farklı kıç koniklikleri ve farklı L/B oranları için türetilmiştir. Farklı denizaltı geometrileri için pervaneli ve pervanesiz akış analizleri gerçekleştirilerek direnç ve sevk özellikleri incelenmiştir. Kıç konikliğin pervane-gövde etkileşimi üzerindeki etkileri itme azalması, efektif iz katsayısı ve tekne verimi olarak verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Denizaltı, İz katsayısı, İtme Azalması, Tekne Verimi, Koniklik Açısı, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Deneysel Akışkanlar Dinamiği

1. Giriş

Denizaltıların sevk performansında belirleyici faktörler denizaltının formu ve sevk sistemidir. Herhangi bir sevk sisteminin verimi ve akustik performansı ise belirgin bir şekilde ona gelen akışa bağlıdır. Bu da gövde formuna, özellikle de kıç gövde formuna ve koniklik açısına; denizaltı yüzeyinde herhangi bir sonar yansıtıcı kaplama bulunup bulunmadığına, yelken şekli ve boyutları ile kıç takıntıların konfigürasyonları ve boyutlarına bağlıdır [1]. Sevk sistemi tasarlanırken göz önünde bulundurulan iki kriter sevk sisteminin kendi performansı ve sevk sisteminin gövde ile etkileşiminden dolayı oluşan etkilerdir. Bunlar; iz katsayısı, itme azalması ve sürtünme kayıplarıdır. Bir denizaltının ön tasarımı aşamasında sevk verimi belirlenirken bu değerlerin doğru olarak tahmin edilmesi önem taşımaktadır.

Pervane karakteristikleri gemi arkası durumda açık suya göre üzerine gelen üniform olmayan akıştan dolayı farklılıklar göstermektedir. Bundan dolayı gemilerin performansını belirlemek için pervane/gemi etkileşiminin incelenmesi önem kazanmaktadır. Potansiyel tabanlı bir kodu RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) ile birleştirerek iteratif olarak gemi izinin tahmin edildiği Wilcox'un çalışması [2], pervane kuvvetinin gövde kuvveti

[1]*Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Yıldız-İSTANBUL*
*Sorumlu yazar e-posta:yarikan@yildiz.edu.tr, tel: (212) 383 3156

olarak RANS'a girildiği Piquet [3], Dai vd [4] ve Hally ve Laurens [5], Chen ve Lee'nin [6] çalışmaları RANS denklemleri ile potansiyel tabanlı yöntemlerin birleştirildiği çalışmalara örnek gösterilebilir. RANS denklemlerinin kullanıldığı başlıca çalışmalara Stern [7], Sreenivas vd. [8], Pontanza ve Chen'in [9] çalışmaları gösterilebilir. McDonald ve Whitfield [10] tam takıntılı pervaneli bir su altı aracının menzilinin hesabı için sayısal bir yöntem sunmuşlardır. Abdel-Maksoud vd [11] RANS denklemlerini kullanan CFX-TASCflow kodunda pervane/gemi etkileşimi problemini incelemişlerdir. 27. ITTC konferansından sonra tam ölçekli sevk simülasyonlarının uygulanabilirliği araştırılmıştır [12]. Castro vd. KCS gemisi üzerinde DES (Detached-Eddy Simulation) modelini kullanarak direnç, pervane açık su karakteristikleri, sevk performansını model ölçeğindeki deney ve sayısal veriler ile karşılaştırmışlardır. Tam ölçek ile elde edilen verilerin model ölçeğine göre daha yüksek olduğu görülmüştür[13].

Açık literatürde E1619 pervanesi ile sevk edilen DARPA Suboff denizaltısı birçok araştırmada kullanılmıştır. 2010 yılında Alin vd. doğrusal hareketteki DARPA Suboff denizaltısının etrafındaki akımı DES ve LES(Large Eddy Simulation) yöntemlerini kullanarak incelemişlerdir [14]. Çalışmanın amacı oldukça kaba bir çözüm ağında denizaltılar etrafındaki akımın farklı simülasyon yöntemleri ile modellenmesinin etkilerinin araştırılması ve DES ve LES gibi çözüm yöntemlerinin incelenmesidir. Yine 2010 yılında Alin vd. denizaltı ve pervane arasındaki etkileşimi incelemişlerdir [15]. Bu çalışmalarında LES yöntemine dayanan bir hesap metodolojisi ile takıntılı DARPA Suboff denizaltı modelinin ve bir su üstü gemisinin etrafındaki akımı ve akımdan kaynaklanan gürültüyü incelemişlerdir. 2011'de Liefvendahl ve Troeng LES yöntemini kullanarak bir denizaltı pervanesindeki çevrimsel (cycle to cycle) pervane yükünü incelemişlerdir [16].

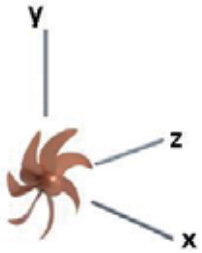
2012 yılında Iowa Üniversitesi'nden Nathan Chase E1619 ile sevk edilen DARPA SUBOFF denizaltısının akış simülasyonlarını CFDShip-Iowa V4.5 programı ile incelemiştir [17, 18]. Pervane açık su diyagramlarını iki farklı çözüm ağı için ağır yüklüden hafif yüklü pervane durumlarına farklı ilerleme katsayıları için elde etmiş ve deneysel veriler ile karşılaştırmıştır. İz üzerindeki hızları deneysel veriler ile karşılaştırmış ve sonuçların uyum içinde olduğunu göstermiştir. E1619 ile sevk edilen DARPA Suboff temsili denizaltısının model ölçeğinde sevk (self-propulsion) noktasını sayısal yöntemler ile elde etmiş, doğrusal hareket ve sancak dönüşü durumlarını incelemiştir.

Bu çalışmada E1619 pervanesi ile sevk edilen DARPA Suboff Denizaltı Modeli farklı kıç koniklik açıları ve farklı L/B oranları için türetilerek, denizaltı kıç formunun ve boy-genişlik (L/B) oranlarının tekne verimine etkileri incelenmiştir. Bunun için ilk önce E1619 pervanesi açık su karakteristikleri ve DARPA Suboff denizaltı modelinin direnç karakteristikleri ticari bir HAD (Hesaplamalı Akışkanlar dinamiği) yazılımı olan ANSYS FLUENT ile elde edilmiş ve sonuçlar literatürdeki deney sonuçları ile karşılaştırılarak yöntemin doğrulanması sağlanmıştır. Daha sonra matematiksel olarak temsil edilen denizaltı kıç geometrisi sabit deplasman şartı sağlanacak şekilde değiştirilerek farklı kıç konikliklerine göre türetilmiştir. Aynı şekilde sabit hacimde farklı boy-genişlik oranlarına göre orjinal denizaltı geometrisi değiştirilmiştir. E1619 pervanesi ile sevk edilen denizaltı modeli ve türetilmiş geometriler değişken yüklü sevk deneyi yöntemine göre HAD yöntemleri ile incelenerek sevk noktası belirlenmiştir. Buradan itme azalması, iz katsayısı ve tekne verimi değerleri elde edilmiştir.

2. Geometriler

2.1 E1619 pervanesi

Çalışmada INSEAN tarafından tasarlanan E1619 model pervanesi kullanılmıştır. E1619 pervanesi yüksek çalıklıklı yedi kanatlı bir denizaltı pervanesidir (Şekil 1). Pervanenin açık su deneyleri INSEAN'ın çekme tankında, iz ölçümleri ise sirkülasyon tankında LDV (Laser Doppler Velocimetry) tekniği ile yapılmıştır. Model pervane tek parça olarak alüminyumdan üretilmiş olup dışı lazer yansımaları azaltmak amacı ile siyah anod kaplama ile kaplanmıştır [19]. Pervane ana boyutları Tablo 1'de verilmektedir.



Şekil 1. INSEAN E1619 Model Pervanesi

Tablo 1. E1619 Pervanesi Ana Boyutları

Pervane Kanat Sayısı	Z	7
Çap (m)	D	0.485
Göbek Çap Oranı	H/D	0.226
0.7R'de Piç Oranı	P/D	1.150
0.75R'de Kord Uzunluğu (m)	$C_{0.75}$	0.0686
Kanat açılım alanı oranı	A_E/A_0	0.608

2.2 Darpa Suboff denizaltı modeli

Çalışmada denizaltı modeli olarak açık literatürde yaygın olarak kullanılan temsili (jenerik) denizaltı modeli DARPA Suboff'un Groves vd. tarafından AFF8 olarak belirtilen takıntılı konfigürasyonu kullanılmıştır [20]. Model denizaltının ana boyutları Tablo 2'de verilmiştir. DARPA Suboff AFF8 konfigürasyonunun direnç deneyleri Liu ve Huang tarafından Reynolds sayısı $R_n=12x10^6$ için yapılmıştır [21]. Pervane ile sevk edilen denizaltı modelinde E1619 pervanesi ölçeklendirilerek 0.262 m çapında kullanılmaktadır. Gövde, takıntılar ve pervanenin yerleşimi Şekil 2'de görülmektedir.

Şekil 2. Pervaneli Darpa Suboff konfigürasyonu ve kullanılan koordinat ekseni

Tablo 2. DARPA Suboff AFF8'in ana boyutları

Toplam Boy	L_{OA}	4.356 m
Kaideler Arası Boy	L_{PP}	4.261 m
Maksimum Gövde Yarı Çapı	R_{MAX}	0.254 m
Hacim Merkezi (Burundan kıça)	LCB	0.4621 L_{OA}
Deplasman Hacmi	∇	0.718 m^3
Islak Alan	S_{WS}	6.338 m^2

2.3 Farklı kıç koniklik açılarına göre Darpa Suboff denizaltı model geometrisinin türetilmesi

Denizaltı kıç koniklik açısı, denizaltıların kıç formunun eğimini veren bir tanımdır. Genel olarak denizaltılarda pervane bosasının başlangıcından gövdeye çizilen bir teğet ile tanımlanır ve maksimum eğim açısını ifade eder. DARPA Suboff denizaltı modelinin kıç koniklik açısı olarak 12.5-13 feet lokasyonu arasındaki eğim açısı değeri kullanılmıştır (Şekil 3). Baş, paralel gövde, kıç ve takıntıları matematiksel olarak ifade edilen DARPA Suboff formunun kıç gövdesi aşağıdaki formülasyon ile belirtilmiştir [20]:

Kıç dikme x=13.979167 ft (4.26085 m.)'den itibaren geçerli

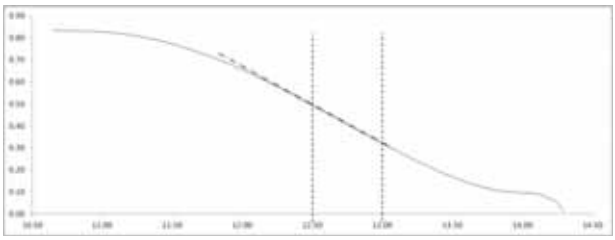
$10.645833 \leq x \leq 13.979167$ ft (3.2448 $\leq x \leq$ 4.26085 metre)

$$R = R_{MAX}\left\{r_h^2 + r_h K_0 \mathcal{E}^2 + \left(20 - 20r_h^2 - 4r_h K_0 - \frac{1}{3}K_1\right)\mathcal{E}^3 + \left(-45 + 45r_h^2 + 6r_h K_0 + K_1\right)\mathcal{E}^4 + \left(36 - 36r_h^2 - 4r_h K_0 - K_1\right)\mathcal{E}^5 + \left(-10 + 10r_h^2 + r_h K_0 + \frac{1}{3}K_1\right)\mathcal{E}^6\right\}^{1/2} \quad (1)$$

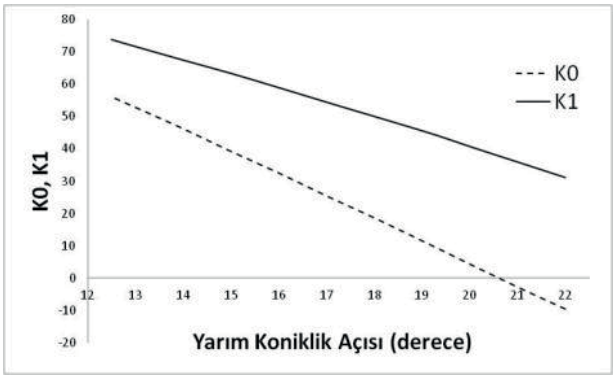
$$\mathcal{E} = \frac{13.979167 - x}{3.333333}, x\,(feet) \quad (2)$$

$R_{MAX} = 0.254$ m. (0.8333 feet) ve $r_h = 0.1175$ değerinde sabitlerdir. Orijinal DARPA Suboff formu için $K_0 = 10$ ve $K_1 = 44.6244$ şeklinde alınmaktadır. K_0 ve K_1 katsayıları değiştirilerek yapılan incelemelerde, bu katsayıların değişimi ile kıç gövde formunun kontrol edilebildiği saptanmıştır. Toplam hacim sabit kalacak şekilde kıç koniklik açılarının değişimi K_0 ve K_1 katsayıları değiştirilerek incelenmiştir. İncelemelerden K_0'ın kıç konikliğin eğimini kontrol ettiği, K_1'in ise eğikliği paralel öteleyerek hacmi kontrol ettiği görülmüştür. Yarım kıç koniklik açıları 12.5 ile 22 derece arasında olacak şekilde K_0 ve K_1 katsayıları kıç formun hacmi sabit olacak şekilde değiştirilmiştir. Elde edilen K_0 ve K_1 katsayılarının yarım koniklik açıları ile lineere yakın bir şekilde değiştiği görülmüştür

(Şekil 4). Bunlar içinden anlamlı olan dört durum, yarım kıç koniklik açısı 16, 18, 20 ve 22 dereceler incelenmek üzere seçilmiştir (Şekil 5) (Tablo 3).



Şekil 3. Kıç koniklik açısı ölçümü yapılan konum



Şekil 4. K_0 ve K_1 değerleri

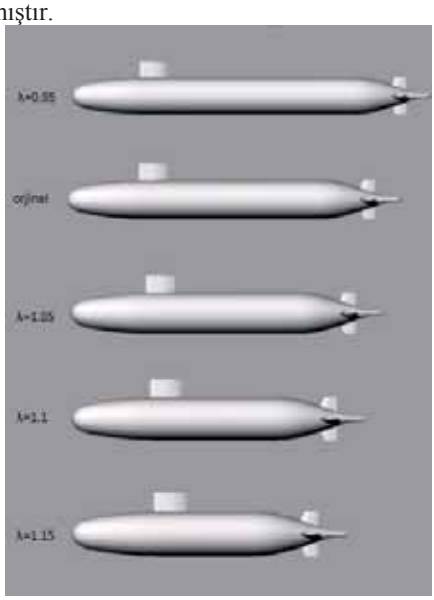
Şekil 5. Farklı kıç koniklik formları

Tablo 3. Türetilen geometrilerdeki K_0 ve K_1 değerleri

Model ismi	Kıç Yarım Koniklik Açısı (derece)	K_0	K_1
DKKA_1	16	32.60	59.00
DKKA_2	18	18.70	50.10
DKKA_4	20	4.40	40.80
DKKA_5	22	-9.50	31.20

2.4 Farklı boy-genişlik oranlarına göre Darpa Suboff denizaltı model geometrilerinin türetilmesi

Darpa Suboff denizaltı modelinin farklı boy-genişlik oranlarına göre elde edilmesi için orjinal durum 0.95, 1.05, 1.1 ve 1.15 oranlarında ölçeklendirilmiştir (Şekil 6). Pervane ile beraber ölçeklendirilen geometrilerin sabit deplasman koşulu paralel gövde boyutlarının değiştirilmesi ile sağlanmıştır.



Şekil 6. Farklı L/B oranlarına göre türetilen geometriler

Tablo 4. Farklı L/B oranlarına göre türetilen türetilen geometrilerin ana boyutları

Ölçek	L	B	L/B
0.95	4.690	0.483	9.7101
1.00	4.356	0.508	8.5748
1.05	4.070	0.530	7.6792
1.10	3.830	0.560	6.8393
1.15	3.612	0.584	6.1849

3. Sayısal yöntem

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri sonlu hacimler yöntemini kullanan ticari bir yazılım olan ANSYS FLUENT 14.5 ile yapılmıştır. Çözüm ağları yapılandırılmamış elemanlardan meydana gelecek şekilde Pointwise programında oluşturulmuştur. Çözüm ağında duvardan boyutsuz uzaklık y+=50 sağlanacak şekilde T-REX elemanlar

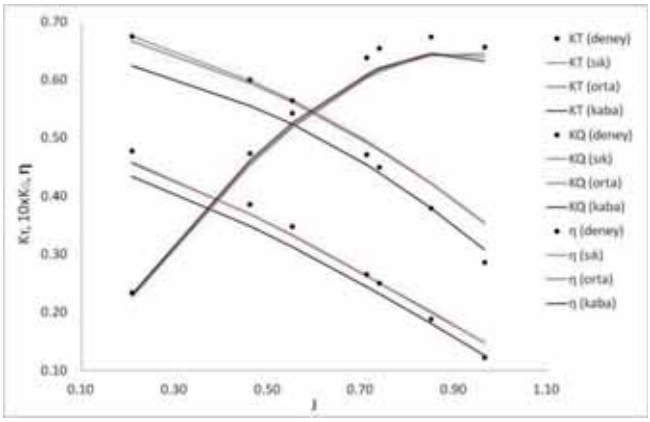
kullanılmıştır. Pervane ve denizaltının çözüm ağı bağımsızlığı üç farklı yoğunluktaki ağ için orta yoğunluktaki çözüm ağının $\sqrt[3]{2}$ oranında değiştirilmesi ile oluşturulmuştur. Hesaplarda SST (Shear Stress Transport) k-ω türbülans modeli kullanılmıştır. Çözüm şeması SIMPLE (Semi Implicit Methods for Pressure Linked Equations) olarak seçilmiştir. Gradyan ayrıklaştırması Green-Gauss nod tabanlıdır. Yapılan analizlerde kullanılan sınır ve başlangıç şartları Tablo 5'te verilmiştir.

Tablo 5. Analizlerdeki çözüm şemaları ve türbülans sınır şartları

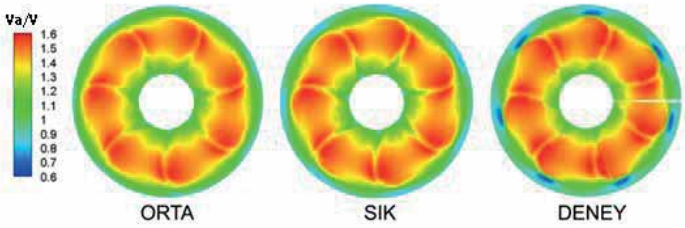
	E1619 Pervanesi	DARPA Suboff	Pervaneli DARPA Suboff
Basınç ayrıklaştırması	PRESTO	İkinci mertebe	İkinci mertebe
Momentum denklemleri	QUICK	İkinci mertebe	İkinci mertebe
Türbülans kinetik enerjisi	QUICK	QUICK	QUICK
Spesifik yayılma oranı	QUICK	QUICK	QUICK
Türbülans Yoğunluğu	2.5	2	2
Türbülans viskozite oranı	10	5	5
Türbülans kinetik enerjisi	0.002646	0.004537	0.004537
Spesifik yayılma oranı	263.3337	903.157	903.157

3.1 E1619 pervanesi açık su karakteristikleri ve pervane gerisi izin HAD ile tahmini

E1619 pervanesi incelenirken $-6.2<x/D<3.09$ uzunluğunda ve $r/D< 6.2$ çapında silindirik bir çözüm hacmi içine yerleştirilmiştir. Çözüm hacminin içine pervanenin içinde bulunduğu ve pervaneye dönme hareketinin verildiği 2.5D uzunluğunda ve 1.5D çapında silindirik bir Chimera blok yerleştirilmiştir. Kaba olan çözüm ağı $3.8x10^6$, orta çözüm ağı $6.6x10^6$ ve sık olan çözüm ağı $11.8x10^6$ elemandan oluşmaktadır. Pervaneye dönme hareketi Hareketli Referans Ekseni (Moving Reference Frame-MRF) yöntemi ile verilmiştir.
Pervaneye gelen akım hız girişi ile verilmiş ve hızı V=1.68m/s (Di Fellice'nin çalışmasında belirtilen hız değeri [19]) olarak alınmıştır. Farklı ilerleme hızları için akış hızı sabit tutulmuş ve pervane devri değiştirilmiştir. Çıkışta basınç çıkış şartı sıfır olarak kabul edilmiştir. Sınır şartlarında türbülans girişte ve çıkışta türbülans yoğunluğu ve viskozite oranı ile tanımlanmıştır. Pervane ve pervane göbeğinin yüzeyi kaydırmaz duvar olarak, dış silindirik yüzey simetri ve iç silindirik yüzey ara yüzey olarak seçilmiştir.
Farklı çözüm ağı yoğunluğuna göre elde edilen açık su diyagramı Şekil 7'de verilmiştir. Burada kaba çözüm ağı için K_T %2, K_Q %5, orta yoğunluklu çözüm ağı K_T için %0.3 K_Q için %6 ve sık çözüm ağı K_T için %0.4 ve K_Q için %6 hata ile hesaplanmıştır. Pervane gerisi x=0.17R konumunda elde edilen iz görünümü deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır (Şekil 8). Sevk hesaplarında pervanenin orta yoğunluklu çözüm ağı için olan özellikleri kullanılmıştır.



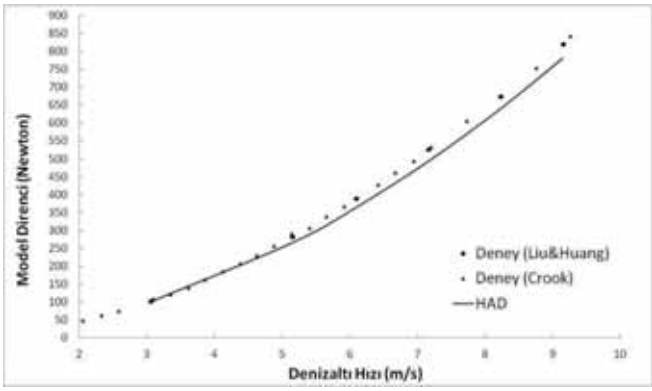
Şekil 7. E1619 Pervanesi Açık Su Pervane Karakteristikleri Çözüm Ağı Bağımsızlığı



Şekil 8. E1619 pervanesi farklı çözüm ağı yoğunluklarında J=0.74 için x=0.17R konumundaki boyutsuz hız (V_a/V)

3.2 Darpa Suboff denizaltı modeli direnç karakteristikleri ve nominal izin HAD ile tahmini

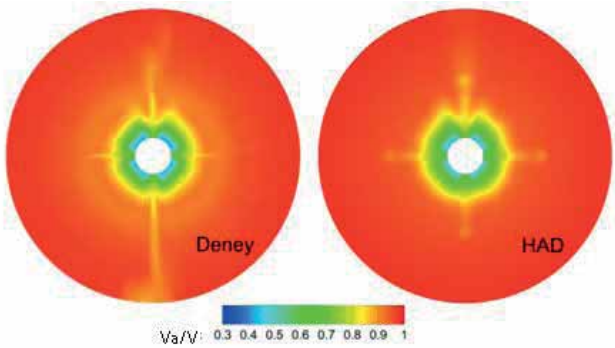
Darpa Suboff modeli incelenirken -1.03<x/L< 3.78 ve r/L<1.6 boyutlarında silindirik bir çözüm hacminin içine yerleştirilmiştir. Çözüm ağı $11x10^6$ elemandan oluşmaktadır. Denizaltıya gelen akım, hız girişi ile verilmiştir. Çıkışta basınç çıkış şartı sıfır olarak kabul edilmiştir. Sınır şartlarında türbülans girişte ve çıkışta türbülans yoğunluğu ve viskozite oranı ile tanımlanmıştır. Denizaltının yüzeyi kaydırmaz duvar olarak, dış silindirik yüzey simetri olarak seçilmiştir. HAD'den elde edilen sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen direnç değerlerinin deneye göre hata oranı Reynolds sayısının $12x10^6$ ile $18x10^6$ aralığında %1 ve $18x10^6$'dan büyük değerlerinde %6 mertebesindedir (Şekil 9) (Tablo 10). Denizaltı nominal iz dağılımı deneysel veriler ile x/L=0.98 konumunda karşılaştırılmıştır (Şekil 10). Sonuçların uyum içinde olduğu görülmektedir.



Şekil 9. Darpa Suboff denizaltı modelinin direnç değerleri

Tablo 6. HAD ile elde edilen DARPA Suboff modeli direnç değerlerinin deney ile karşılaştırılması

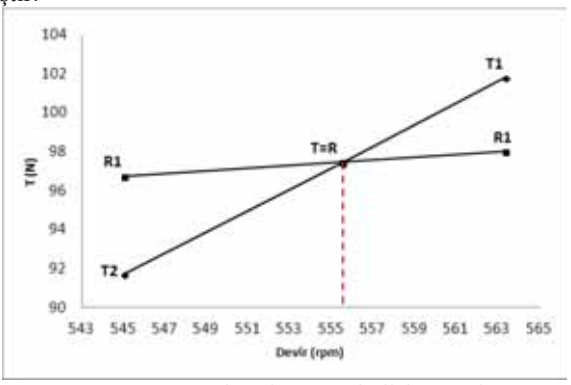
Reynolds Sayısı	Model Hızı	Deney (Liu&Huang)	HAD	hata
		Direnç	Direnç	
	(m/s)	(Newton)	(Newton)	
$1.2x10^7$	3.050	102.3	101.27	0.010
$2.0\ x10^7$	5.144	283.8	265.53	0.064
$2.4\ x10^7$	6.096	389.2	364.861	0.063
$2.8\ x10^7$	7.160	526.6	492.98	0.064
$3.2\ x10^7$	8.230	675.6	639.87	0.053
$3.6\ x10^7$	9.151	821.1	780.36	0.050



Şekil 10. DARPA Suboff x/L=0.98 konumunda nominal iz dağılımlarının (Va/V) karşılaştırılması

4. Darpa Suboff Denizaltı Modelinin Sevk Noktasının ve Sevk Karakteristiklerinin HAD ile Tahmini

Pervaneli denizaltı için gerçekleştirilen sevk noktası (Sabit denizaltı hızında denizaltı toplam direncinin pervane itmesine eşit olacağı pervane devir sayısı) belirleme analizlerinde pervane ve denizaltı için yapılan analizlerdeki çözüm ağı özellikleri kullanılmıştır. E1619 pervanesi 3R uzunluğunda ve 1.5R çapında silindirik bir Chimera blok içine yerleştirilmiş ve MRF yöntemi ile dönme hareketi verilmiştir. Sevk noktası değişken yüklü sevk deneyi prensiplerine göre belirlenmiştir. Denizaltıya gelen akım, hız girişi ile verilmiştir. Çıkışta basınç çıkış şartı sıfır olarak kabul edilmiştir. Sınır şartlarında türbülans girişte ve çıkışta türbülans yoğunluğu ve viskozite oranı ile tanımlanmıştır. Denizaltının yüzeyi kaydırmaz duvar olarak, dış silindirik yüzey simetri olarak seçilmiştir. Pervaneli denizaltı modeline akış hızı V=2.75 m/s olarak gönderilmiş ve pervane devri farklı pervane yüklemelerine denk gelecek şekilde tahmini sevk noktasından büyük ve küçük olacak şekilde değiştirilmiştir. Her iki durum için elde edilen pervane itmesi ve denizaltı direnci değerlerinin kesişiminden ortaya çıkan devir değeri sevk noktası olarak belirlenerek bu değer için de analiz yapılmıştır (Şekil 11) (Tablo 7). Elde edilen itme ve tork değerlerinden itme benzerliği yaklaşımı ile efektif iz katsayısı, itme azalması ve tekne verimi hesaplanmıştır.



Şekil 11. Sevk noktasının belirlenmesi

Tablo 7. Sevk noktası belirlemek için yapılan analiz sonuçları

DURUM	n (rpm)	T (N)	R (N)
1	563.3321	101.0934	97.7996
2	545.0000	91.0272	96.5209
Sevk Noktası	555.4800	97.4013	97.4577

V=2.75 m/s hızındaki sevk noktası için belirlenen pervane devri n=555.48 rpm'dir. V=2.75m/s için ilerleme katsayısı; $J_P = \frac{V_S}{nD} = 1.1337$ olarak hesaplarız. Bu devirde

hesaplanan itme kuvveti T=97.4013N ve moment Q=4.9034 Nm'dir. Bu değerlerden itme kuvveti katsayısı, tork kuvveti katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$K_{TP} = \frac{T}{\rho n^2 D^4} = \frac{97.4013}{998.2 \times 9.2580^2 \times 0.262^4} = 0.2416 \quad (3)$$

$$K_{QP} = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} = \frac{4.9034}{998.2 \times 9.2580^2 \times 0.262^5} = 0.04643 \quad (4)$$

Denizaltı arkası durumda pervaneye gelen akış hızındaki koşullarda pervane açık su karakteristiklerini belirlemek için itme benzerliği yaklaşımı kullanılmıştır. Bunun için hesaplanan K_{TP} değeri sayısal olarak elde edilen pervane açık su diyagramına yerleştirilir. Yerleştirilen bu değerden ilerleme hızı (J_0), tork katsayısı (K_{Q0}) ve verim (η_0) değerlerine birer dikme çıkılarak değerler okunur. Böylece denizaltı arkası durumda pervaneye gelen akış hızına karşılık gelen hızda pervane açık su karakteristikleri okunmuş olur. İlerleme hızı $J_0 = 0.7280$, tork katsayısı $K_{Q0} = 0.0470$ ve pervane verimi $\eta_0 = 0.6030$ olarak okunur.

Buradan Taylor iz katsayısı;

$$w_T = \frac{J_P - J_O}{J_P} = \frac{(1.1337\text{-}0.7280)}{1.1337} = 0.3579 \quad (5)$$

olarak hesaplanır. İtme azalması ise;

$$t = \frac{T - R_m}{T} = \frac{97.4013 - 82.6032}{97.4013} = 0.1519 \quad (6)$$

bulunur. Tekne verimi;

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w_E} = 1.3207 \quad (7)$$

Bağıl dönme verimi pervane açık su diyagramından elde edilen tork katsayısının denizaltı arkası durumdakine oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

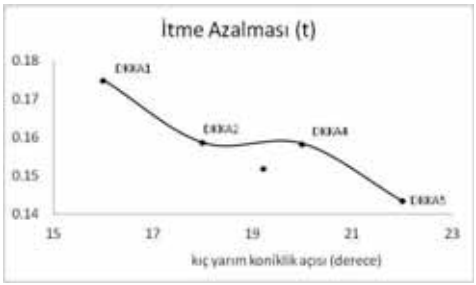
$$\eta_R = \frac{K_{Qo}}{K_{Qp}} = \frac{0.044}{0.046} = 1.0125 \quad (8)$$

Bu sonuçlar doğrultusunda sevk verim değeri aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\eta = \eta_H . \eta_0 . \eta_R = 1.3207 \times 0.6030 \times 1.025 = 0.8064 \quad (9)$$

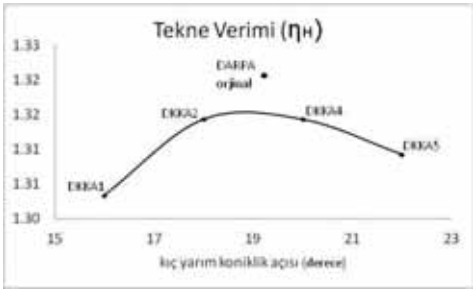
5. Farklı Kıç Konikliklerine Göre Darpa Suboff Denizaltı Modelinin Sevk Karakteristiklerinin HAD ile Tahmini

E1619 pervanesi ile sevk edilen DARPA Suboff denizaltı modelinin kıç yarım koniklik açısı sırası ile 16° (DKKA_1), 18° (DKKA_2), 20° (DKKA_4) ve 22° (DKKA_5) olmak üzere değiştirilmiş geometrilerinin sevk karakteristikleri Bölüm 4'te belirtildiği şekilde V=2.75 m/s için tespit edilmiştir.



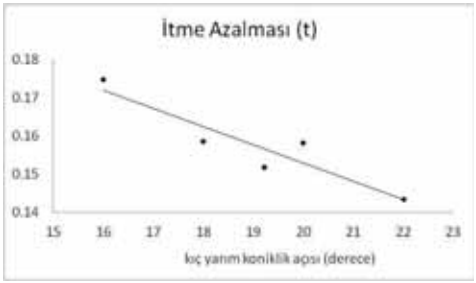
Şekil 12. İtme azalması

Şekil 13. Taylor İz katsayısı

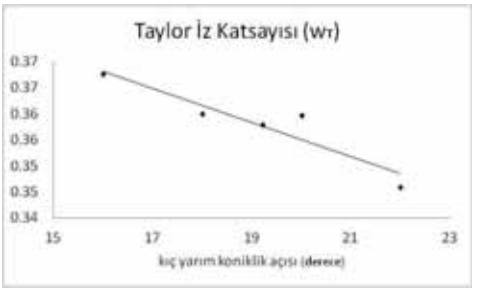


Şekil 14. Tekne verimi

Şekil 15. Sevk verimi



Şekil 16. İtme azalması



Şekil 17. Taylor iz katsayısı

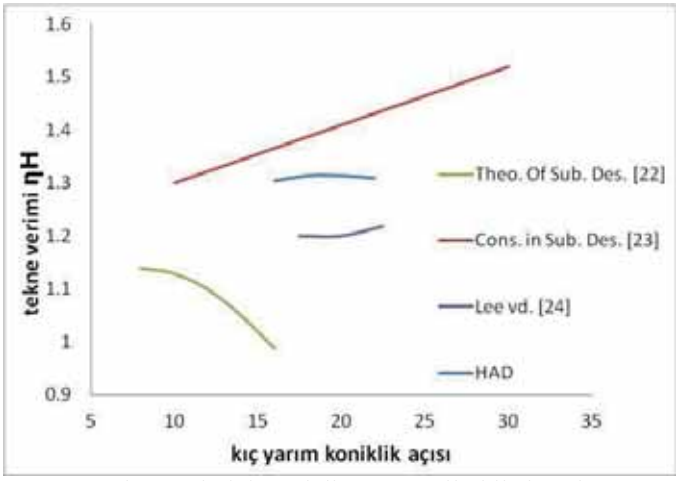
Şekil 18. Tekne verimi

Şekil 19. Sevk verimi

Tablo 8. Farklı kıç konikliklere göre itme azalması, efektif iz katsayısı, verim değerleri

Durum	Derece	R (N)	T (N)	devir (rpm)	t	w_E	η_H	η_{OT}	η_R	η
DKKA_1	16	82.3200	99.7693	555.28	0.1749	0.3669	1.3033	0.5990	1.0122	0.7902
DKKA_2	18	82.6107	98.1817	555.32	0.1586	0.3598	1.3143	0.6050	1.0084	0.8019
DKKA_4	20	82.6311	98.1810	555.45	0.1584	0.3597	1.3144	0.6050	1.0097	0.8029
DKKA_5	22	82.8613	96.7473	556.70	0.1435	0.3459	1.3093	0.6080	1.0015	0.7973

Farklı kıç koniklik açıları için elde edilmiş itme azalması, efektif iz katsayısı, tekne verimi, bağıl dönme verimi ve sevk verimi değerleri Tablo 8'de verilmiştir. Farklı kıç konikliklerine göre elde edilen itme azalması Şekil 12'de, efektif iz katsayısı Şekil 13'te, tekne verimi Şekil 14'te ve sevk verimi Şekil 15'te gösterilmektedir. Kıç konikliği değiştirilmemiş geometri için elde edilen değerler de Şekil 12-15 üzerinde işaretlenmiştir. Şekil 16 ve Şekil 18 arası orijinal DARPA Suboff verileri de dahil edilerek elde edilen sonuçlardan Şekil 16 ve 17'de regresyon eğrisi ve Şekil 18 ve 19'da regresyon polinomu geçirilerek ortalama eğriler elde edilmiştir. Açık literatürdeki diğer kaynaklarda verilen tekne verimi değerleri ile elde edilen sonuçlar Şekil 20'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 20 Tekne veriminin açık literatür verileri ile karşılaştırması

6. Farklı Boy-Genişlik Oranlarına Göre Darpa Suboff Denizaltı Modelinin Sevk Karakteristiklerinin HAD ile Tahmini

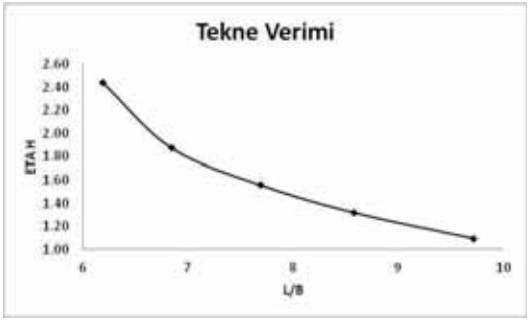
Farklı Boy-genişlik değerlerine göre oluşturulmuş denizaltı modellerinin direnç analizleri V=2.75 m/s için yapılmıştır. Ardından her geometri için E1619 pervanesi ile sevk noktaları değişken yüklemeli sevk deneyi prensiplerine göre tayin edilmiştir.

Tablo 9 Boy-genişlik (L/B) değişimine göre direnç ve sevk değerleri

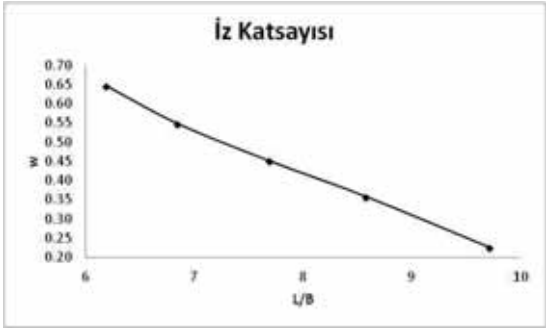
Ölçek	L	B	L/B	R (N)	T (N)	n (rpm)	n (rps)	Q (Nm)
0.95	4.69	0.483	9.7101	82.2038	96.8197	598.2000	9.97000	4.54086
1.00	4.356	0.508	8.5748	82.6032	97.4013	555.4800	9.25800	4.90300
1.05	4.07	0.53	7.6792	83.0253	96.9719	517.0000	8.61667	4.23187
1.10	3.83	0.56	6.8393	83.6348	98.6291	487.0000	8.11667	5.66504
1.15	3.612	0.584	6.1849	84.3154	97.5086	457.0000	7.61667	5.98989

Tablo10 Boy-genişlik (L/B) değişimine göre direnç ve sevk değerleri

Ölçek	J	K_{TP}	K_{QP}	J_{0T}	KQ_{0T}	w_T	t	η_H	η_{OT}	η_R	η
0.95	1.052777	0.20709	0.03707	0.815	0.0430	0.2259	0.1510	1.0967	0.6400	1.1600	0.8142
1.00	1.133742	0.24161	0.04642	0.728	0.0470	0.3579	0.1519	1.3207	0.6030	1.0125	0.8064
1.05	1.218126	0.27768	0.04625	0.668	0.0512	0.4516	0.1438	1.5613	0.5800	1.1070	1.0059
1.10	1.293164	0.31829	0.06978	0.584	0.0547	0.5484	0.1520	1.8777	0.5320	0.7839	0.7978
1.15	1.378055	0.35735	0.08378	0.487	0.0588	0.6466	0.1353	2.4468	0.4800	0.7018	0.8208



Şekil 21. Farklı boy-genişlik (L/B) oranlarına göre tekne verimi



Şekil 22. Farklı boy-genişlik (L/B) oranlarına göre Taylor iz katsayısı

7. Sonuçlar

Çalışma kapsamında DARPA Suboff denizaltı modeli ve E1619 denizaltı pervanesi kullanılarak denizaltının sevk noktası HAD yöntemleri ile belirlenmiştir. Bunun için ilk önce E1619 pervanesi HAD yöntemleri ile çözülerek deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların pervane açık su karakteristikleri ve pervane gerisi iz dağılımı yönünden uyum içinde olduğu görülmüştür. Daha sonra AFF8 konfigürasyonundaki DARPA Suboff denizaltısının direnç karakteristikleri HAD yöntemleri ile elde edilerek açık literatürdeki deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Direnç değerleri ve denizaltı kıçında elde edilen nominal iz dağılımının deneysel veriler ile uyum içinde olduğu görülmüştür. E1619 pervanesi ile sevk edilen DARPA Suboff modelinin sevk noktası HAD yöntemleri ile değişken yüklü sevk deneyi prensiplerine göre belirlenmiştir. Bu noktada itme azalması, efektif iz katsayısı, bağıl dönme verimi, tekne verimi ve sevk verimi değerleri hesaplanmıştır. Kıç koniklik açısının tekne verimi üzerindeki etkilerini incelemek amacı ile geometrisi matematiksel olarak fomüle edilmiş DARPA Suboff geometrisi sabit hacim prensibi ile formülü içinde geçen K_0 ve K_1 katsayılarının değiştirilmesi ile modifiye edilmiştir. Buradan dört farklı koniklik açısına sahip geometri türetilmiştir. Ardından sabit hacimde farklı boy-genişlik oranlarında denizaltı geometrileri türetilmiştir. Türetilmiş geometrilerin de HAD yöntemi ile direnç karakteristikleri ve E1619 pervanesi konfigürasyonu ile sevk noktaları tespit edilmiştir.

Açık literatürdeki kaynaklardan Theory of Submarine Design kitabında [22] kıç koniklik açısı arttıkça itme azalması artmakta, efektif iz katsayısı azalmakta, verim azalmaktadır. Concepts of Submarine Design kitabında [23] kıç koniklik arttıkça itme azalması artmakta, efektif iz katsayısı artmakta ve verim artmaktadır. Açık literatürdeki bir diğer kaynakta [24] kıç koniklik açısı arttıkça itme azalması artmakta, efektif iz katsayısı artmakta ve verim küçük bir aralıkta değişerek artmaktadır.

- Bu çalışmada DARPA Suboff denizaltısı ve E1619 pervanesi konfigürasyonunda kıç koniklik açısı arttıkça itme azalması ve efektif iz katsayısı değerinde bir azalma gözlemlenmektedir. Tekne verimi değeri çok küçük bir aralıkta değişmekte olup 19-20 derece civarında maksimum değerini aldığı görülmektedir. Darpa Suboff denizaltısının orjinal durumunun en verimli durum olduğu görülmektedir.
- Farklı boy-genişlik oranları için yapılan incelemede tekne veriminin L/B oranı arttıkça azaldığı gözlemlenmektedir. Boy-genişlik oranı arttıkça denizaltıların direncinde bir düşüş gözlemlenmektedir. Boy-genişlik oranı değiştirilirken pervane çapı/maksimum çap oranı sabit kalacak şekilde pervane de ölçeklendirilmiştir. Pervane çapı büyüdükçe sevk noktasında pervane devrinde bir düşüş görülmektedir. Buradan L/B oranı arttıkça J_{0T} ilerleme katsayısında bir yükselme gözlemlenmekte ve efektif iz katsayısı değerleri L/B arttıkça azalma eğilimindedir.
- Çalışmanın bundan sonraki kısmında denizaltı üzerindeki ölçek etkilerinin incelenmesi ve farklı bir denizaltı geometrisi için kıç koniklik açısının değişiminin incelenmesi hedeflenmektedir.

8. Teşekkür

Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'nün 2015-10-01-DOP01 numaralı projesi ile desteklenmiştir. INSEAN'dan Mario Felli'ye çalışma kapsamında kullanılmak üzere E1619 pervanesinin geometrisini ve deney verilerini paylaştığından ötürü teşekkürlerimizi sunarız. Sevk deneyi prensipleri konusunda bilgi ve tecrübelerini paylaşan Prof. Dr. Emin Korkut'a, İTÜ HIGHLAB'ı kullanmamı sağlayan Yrd. Doç. Dr. Oral Ünal ve Prof. Dr. Ömer Gören'e, DARPA geometrisi için kıç koniklik açısının belirlenmesi konusunda önerilerinden Prof. Dr. Pablo Carrica'ya geometri çizimleri ile üç boyutlu model oluşturulması konusunda desteklerinden ötürü DATUM Ltd. Şti.'den Ersin Demir ve Azmi Ak'a teşekkürlerimizi sunarız. Ayrıca eşim Yük. Müh. Münir Cansın Özden'e çalışmalarıma olan desteklerinden ötürü teşekkürlerimi sunarım.

9. Kaynaklar

[1] Renilson Martin, "Submarine Hydrodynamics", Springer Briefs in Applied Sciences and Technology, 2015.
[2] Wilcox, D.C., "Turbulence Modeling for CFD", DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1998.
[3] Piquet, J., Queutey, P., Visonneau, M., "Computation of Viscous Flows Past Axisymmetric Bodies with and without a Propeller in Operation". Num. Meth. İn Laminar and Turbulent Flow, 5, 644, 1987.
[4] Dai, C.M.H., Gorski J.J., Haussling, H.J., "Computation of an Integrated Ducted Propulsor-stern Performance in Axisymmetric Flow", Proc. Propeller/shafting 1991 Symposium, 1991.
[5] Hally, D., Laurens, J.-M., "Numerical Simulation of Hull-Propeller Interaction Using Force Fields Within Navier-Stokes Computations", Ship Technology Research, Vol. 45, No. 1, 1998.
[6] Chen, H.C., Lee, S.K., "Time-domain Simulation of Four-quadrant Propeller Flows by a Chimera Moving Grid Approach", Proc. ASCE Conf. Ocean Eng. İn the Oceans VI, p177, 2004.
[7] Stern, F., Kim, H.T., Patel, V.C., Chen, H.C., "A Viscous Flow Approach to the Computation of Propeller-Hull Interaction". Journal of Ship Research, 32, p. 263, 1998.
[8] Sreenivas, K., Cash, A., Hyams, D., Taylor D., "Computation Styudy of Propulsor Hull Interactions", AIAA 2003-1262, 2003.
[9] Pontanza, J.P., Chen, C., "Chimera Reynolds-Averaged Navier Stokes Simulations of Coupled Ship and Propeller Flows", Proc. 16th Int. Offshore and Polar Eng. Conf. San Fransisco, p.468, 2006.
[10] McDonald, H., Whitfield, D., "Self-Propelled Maneuvring Underwater Vehicles". 21st SNH, Trondheim, 1996.
[11] Abdel-Maksoud, M., Menter, F., Wuttke, H., "Numerical Computation of the Series 60 CB=0.6 Ship with Rotating Propeller", Third Osaka Colloquium on Advanced CFD Applications to Ship Flow and Hull Form Design, Osaka, 1998.
[12] 27. ITTC Propulsion Committee Final Report and Recommendations to the 27th ITTC (2014).

[13] Castro, A. M., Carrica, P.M., Stern F., "Full Scale self-propulsion computatipns using discretized propeller for the KRISO container ship KCS". Computers&Fluids, 51, pp.35-47, 2011.
[14] Alin, N., Bensow, R., Fureby, C., Huuva, T., "Current Capabilities of DES and LES for Submarines at Straight Course", Journal of Ship Research, Vol. 54, p. 184-196, 2010.
[15] Alin, C., Chapius, M., Fureby, C., Liefvendahl, M., Svennberg, U., Troeng, C., "A Numerical Study of Submarine Propeller-Hull Interactions", 28th Symposium on Naval Hydrodynamics Pasadena, A.B.D., 13-17 Eylül 2010.
[16] Liefvendahl, M., Troeng, C., "Computation of Cycle-to-cycle Variation in Blade Load for a Submarine propeller using LES", Second International Symposium on Marine Propulsors smp'11, Hamburg, Almanya, Haziran 2011.
[17] Chase, N., "Simulations of the DARPA Suboff Submarine including self-propulsion with the E1619 Propeller", Master of Science Thesis, University of Iowa, 2012.
[18] Chase, N., Carrica, P. M., "Submarine Propeller Computations and Application to Self-Propulsion of DARPA Suboff", Ocean Engineering, Vol. 60, 68-80, 2013
[19] Di Felice F., Felli M., Liefvendahl M., Svennberg U., "Numerical and experimental analysis of the wake behavior of a generic submarine propeller". First International Symposium Marine Propulsors, Trondheim, Norway, 2009.
[20] Groves, N.C., Huang, T.T., Chang, M.S., "Geometric Characteristics of Darpa Suboff Models", David Taylor Research Center, Ship Hydromechanics Department, Report Number DTRC/SHD-1298-01, 1989.
[21] Liu, H., and Huang, T., "Summary of DARPA SUBOFF experimental program data". Report No. CRDKNSWC/HD-1298-11, June 1998.
[22] Kormilitsin, Y.N. ve Khalizev, O.A., "Theory of Submarine Design", Riviera Maritime Media, 2001.
[23] Burcher R. ve Rydill,L., "Concepts in Submarine Design", Cambridge University Press, 1994.
[24] Lee, S.W., Hwang, Y.S., Ryu, M.C., Kim, I.H., Sin, M.S., "A Development of 3000 ton Class Submarine and the Study on its Hydrodynamic Performances", The Thirteenth International Offshore and Polar Engineering Conference, Honolulu, Hawai, A.B.D. , 25-30 Mayıs 2003.

THE USAGE OF INTERCEPTORS IN HIGH SPEED CRAFTS

A. Gültekin AVCI [1], Barış BARLAS [2]

ABSTRACT

In the early step in high speed craft design, it is helpful to perform preliminary design and analysis on many vessel configurations. One of the most important analysis in high speed craft design is power prediction analysis. To calculate the propulsion power for a high speed craft, the resistance have to be determined with the highest possible accuracy. In addition, it is of utmost importance to include sinkage and trim effects in the resistance calculations. Interceptors have been widely used in recent years in fast passenger ferries, high speed motor yachts, high speed fishing vessels, and military crafts. The main reason for using interceptors are for ride and trim control, and also for steering. By controlling trim during the voyage, a remarkable water resistance reduction can be achieved. The drag reduction vary by speed and by vessel type. In this study the results of preliminary experiments made in Istanbul Technical University's Towing Tank is given. Preliminary experimental results revealed a noticeable reduction in water resistance over a broad speed range, with benefits of 1.5 % to 11% in the model speed range between 2.5 m/s and 5.25 m/s. The trim reduction observed are 1.6o and 4.7o in the model speed range between 2.5 m/s and 5.25 m/s. The improvements observed are much larger in higher speeds.

Keywords: High speed crafts; Interceptors; Fuel efficiency; Model testing; Ship resistance.

1. Introduction

Marine vehicles advancing steadily at especially high Froude numbers experience sinkage and trim motions because of the hydrodynamic forces acting on the hull. The importance of the high speed marine vessels increase dramatically. Nowadays it is still a challenge to design an efficient high speed military boat, motor yacht, coast guard boat, rescue boat and high-speed passenger vessel. After short period from starting to move, a well-designed high speed boat passes to the planning regime. So, the rate of increase in the resistance of the planning zone is less than the previous situation. After reaching its maximum speed, resistance starts to increase again as before the planning regime. To calculate the propulsion power needed for a high speed vessel, the resistance must be determined accurately with the inclusion of sinkage and trim effects.

When the model is free to trim and sinkage, it encounters an increase in wave resistance with having dynamic wetted surface. Though the best way to calculate the wetted surface area is still depends on model ship tests at high Froude numbers using different approaches.

1 Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Phone:+902122856464, Phone:0212 285 6464, email: g.avci@itu.edu.tr

2 Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Phone:+902122856464, email: barlas@itu.edu.tr

The ship sinks down relative to the still water level when under way, due to its forward movement and environmental effects [1]. Neglecting heel for the moment, the dynamic sinkage is characterized by a dynamic sinkage at the forward perpendicular and dynamic sinkage at the aft perpendicular. By measuring the vertical position of three points on the ship, and assuming the ship to be rigid, the vertical elevation results were used to calculate midship sinkage and dynamic trim. Hence, the dynamic sinkage of any point on the ship, relative to the still water level, is completely described by its midship sinkage, dynamic trim and dynamic heel at that instant. [2]. Nowadays, to deal with these unexpected motions, trim interceptors are used for trim control and for steering. By controlling trim during the trip, a remarkable water resistance reduction can be achieved. Interceptors are generally placed on the bottom of the stern [3].

This paper is a sub-work of a PhD study entitled as "Numerical and Experimental Investigation of Trim Interceptors on Stepped and Unstepped High Speed Hulls". To generate an innovative literature reference, a number of parameters are used to deploy interceptors with different positions, depth, and furthermore with stepped and un-stepped hulls. This paper also gives general information about trim interceptors and early results of the PhD study.

2. Trim Interceptors

Currently, there are commercial interceptor brands and they supply different modes for usage of interceptors. Some of them practice auto mode and some of them sets all trim adjustments via sea trials. They also give a complete system without leaking oil and corrosion.

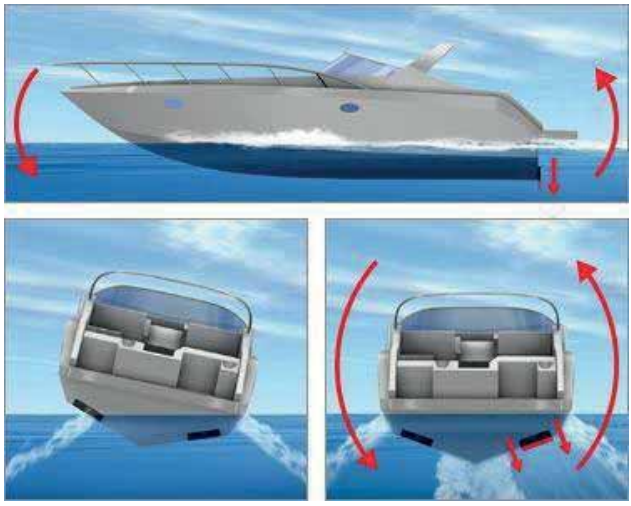


Figure 2.1. General view of interceptor effect on a high speed marine vessel.

The interceptor blades create a precise pressure distribution under the boat, at the aft side of the vessel, the blades run vertically and create high lift effect upwards. This will change the working attitude of the craft and provide a lower wave resistance, increase in speed and lower fuel consumption. A typical trim interceptor replacement and boat effect can be seen in Figure 2.1.

2.1. Comparison of interceptors and traditional trim tabs

As to compare with conventional trim tabs, interceptor systems have advantages of quick response, compact design and less drag. Also, interceptor systems do not use hydraulics so they have no risk of oil leakage [4]. Interceptor systems is lighter than conventional trim tabs due to the composite material and they supply clean transom and compact design. Because of using composite materials will it is not possible to see any galvanic corrosion on interceptors and there no need any protective anodes that have to be replaced [5]. Also "generally, trim tabs can be used with greater effect over a wider range of hull speed, while an interceptor can be tuned to be more effective over a narrow band of hull speed, which is what more people want," said John Venables, president and chief executive of Naiad Maritime Group Inc [5].

In Figure 2.2, one can see the effect of trim tab and interceptor deployment on trim angle from free to trim and sinkage tests of the same model. For the deployment of up to 55%, trim reduction is nearly identical for both trim tab and the interceptor [6].

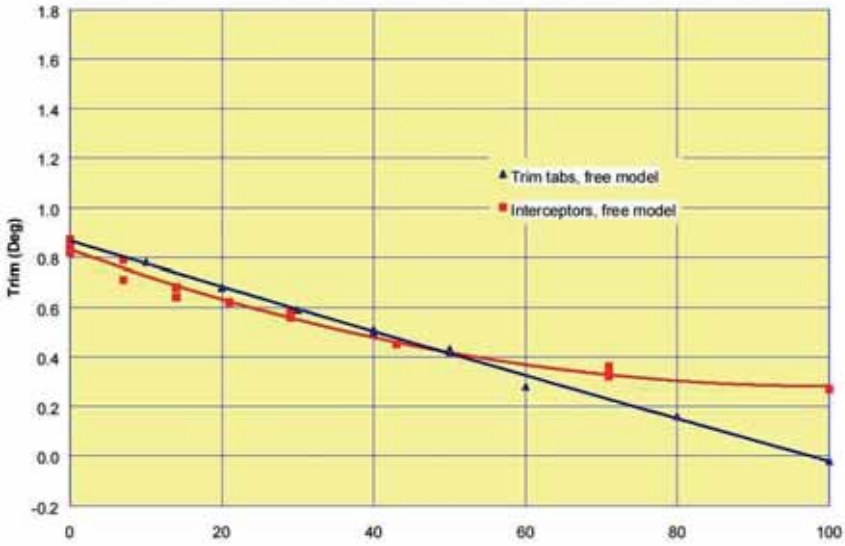


Figure 2.2. Trim tab and interceptor deployment (%) [6].

2.2. Application of trim intercepetors

There are various interceptors in the literature. Some types of trim intercepetor applications is depicted in Figure 2.3. Also an interceptor blade which was newly designed in Turkey is given in Figure 2.4 [7].

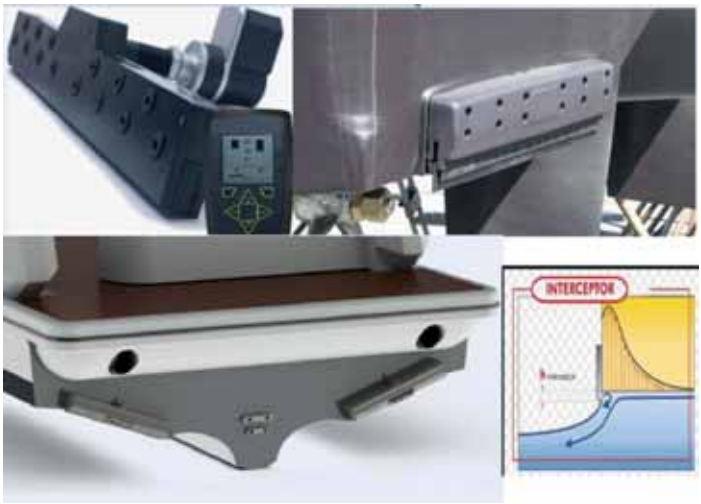


Figure 2.3. Trim interceptor applications.

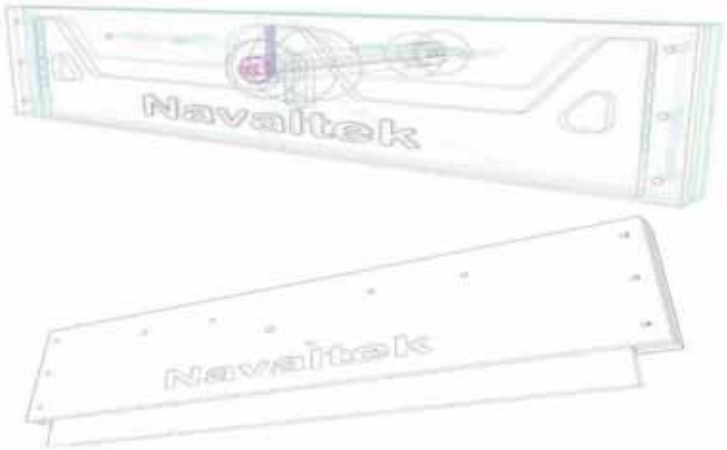


Figure 2.4. Newly designed interceptor blade [7].

3. Experimental Study

The tests for the current study were carried out in the test tank of the Ata Nutku Ship Model Testing Laboratory Istanbul. The tank measures 160 m in length, 6 m in width and 4 m in depths; for the current tests the water depth was set at 3.4 m and the test model can be seen on Figure 3.1. Geometric and hydrostatic details are given in Table 3.1 according to the given model scale draught.

Table 3.1. Geometric and hydrostatic details.

		Scale (8.5)
Test condition	**Design**	**Model**
Length between perpendiculars	L_{BP} (m)	2.031
Length on waterline	L_{WL} (m)	1.934
Wetted length	L_{WS} (m)	1.934
Breadth	B (m)	0.588
Draught (amidships)	T (m)	0.108
Draught (AP)	T_A (m)	0.108
Draught (FP)	T_F (m)	0.108
Displacement volume	∇ (m^3)	0.053
Displacement	Δ (ton)	0.053
Nominal wetted surface area	S_0 (m^2)	0.989
Transom area	A_T (m^2)	0.0256
Centre of transom area	H_T (m)	0.0741
Block coefficient	C_B	0.436
Prismatic coefficient	C_P	0.715
Midship area coefficient	C_M	0.611
Waterplane area coefficient	C_{WP}	0.755
Longitudinal centre of buoyancy	LCB (m) (+ fwd)	-0.128
Longitudinal centre of floatation	LCF (m) (+ fwd)	-0.130
Service speed	V_S	4.411 m/s

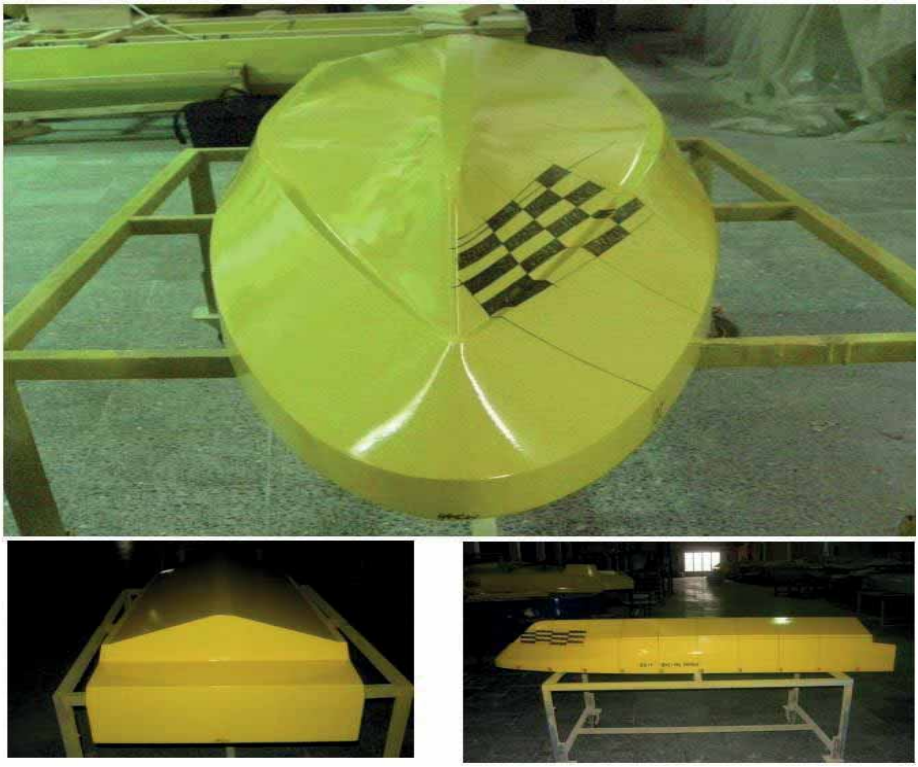


Figure 3.1. Bow, aft and profile views of the test model.

4. Preliminary Results

Resistance tests were carried out for the bare hull and with interceptor deployments. The effect of air drag was not included in the analysis. The model shown in Figure 3.1 and it was tested free to trim and sink at calm water however the model was fixed to heel, sway and yaw. Since the boat was a fast craft, form factor analysis was not carried out. Extrapolation to the full scale was carried out according to the ITTC Recommended Procedure, Testing and Extrapolation Methods High Speed Marine Vehicles Resistance Test - 7.5-02-05-01 [8].

The model scale resistance coefficients of the bare hull form for design draught are presented in Table 4.1 and graphically in Figure 4.1. Full scale resistance coefficients are presented in Table 4.2 and effective power requirements curve is given in Figure 4.2.

Table 4.1. Model scale resistance coefficients for design draught (T=0.918)

V_S (knots)	V_M (m/s)	F_N	R_{Nm} $*10^{-7}$	C_{Fm} $*10^3$	C_R $*10^3$	C_{Tm} $*10^3$	R_{Tm} (N)	S_M (m^2)
3.62	0.638	0.147	0.1084	4.523	8.032	12.555	2.462	0.946
4.97	0.877	0.201	0.1488	4.230	9.084	13.313	4.923	0.946
6.05	1.067	0.245	0.1813	4.061	9.403	13.464	7.383	0.946
6.93	1.223	0.281	0.2077	3.951	9.724	13.675	9.843	0.946
7.66	1.352	0.310	0.2296	3.873	10.116	13.988	12.303	0.946
8.28	1.461	0.335	0.2480	3.810	10.569	14.379	14.762	0.945
9.26	1.634	0.375	0.2775	3.718	11.594	15.313	19.681	0.943
10.58	1.867	0.429	0.3170	3.558	14.044	17.603	29.515	0.926
11.41	2.012	0.462	0.3417	3.379	16.813	20.191	39.346	0.892
12.29	2.168	0.498	0.3681	3.204	18.545	21.749	49.177	0.858
13.94	2.460	0.565	0.4177	2.931	17.332	20.264	59.011	0.804
16.87	2.977	0.684	0.5055	2.744	13.397	16.141	68.854	0.780
20.88	3.684	0.846	0.6255	2.535	9.515	12.050	78.704	0.749
24.98	4.407	1.012	0.7483	2.409	7.067	9.476	88.558	0.735
28.19	4.974	1.142	0.8446	2.332	5.934	8.266	98.409	0.727

Table 4.2. Full scale resistance coefficients and effective power requirements of the form for design draught (T = 0.918 m).

V_S (knots)	F_N	R_{Ns} $*10^{-8}$	C_{Fs} $*10^3$	C_R $*10^3$	C_A $*10^3$	C_{Ts} $*10^3$	R_{Ts} (kN)	P_E (kW)
3.62	0.147	0.2575	2.515	8.032	0.200	10.747	1.33	2
4.97	0.201	0.3536	2.392	9.084	0.200	11.676	2.72	7
6.05	0.245	0.4307	2.320	9.403	0.200	11.923	4.12	13
6.93	0.281	0.4934	2.272	9.724	0.200	12.197	5.54	20
7.66	0.310	0.5454	2.238	10.116	0.200	12.554	6.96	27
8.28	0.335	0.5893	2.209	10.569	0.200	12.979	8.40	36
9.26	0.375	0.6593	2.168	11.594	0.200	13.963	11.32	54
10.58	0.429	0.7531	2.087	14.044	0.200	16.332	17.27	94
11.41	0.462	0.8118	1.988	16.813	0.200	19.001	23.35	137
12.29	0.498	0.8745	1.892	18.545	0.200	20.637	29.43	186
13.94	0.565	0.9924	1.741	17.332	0.200	19.273	35.40	254
16.87	0.684	1.2011	1.643	13.397	0.200	15.240	41.00	356
20.88	0.846	1.4863	1.531	9.515	0.200	11.246	46.32	498
24.98	1.012	1.7779	1.465	7.067	0.200	8.732	51.47	661
28.19	1.142	2.0067	1.425	5.934	0.200	7.559	56.76	823

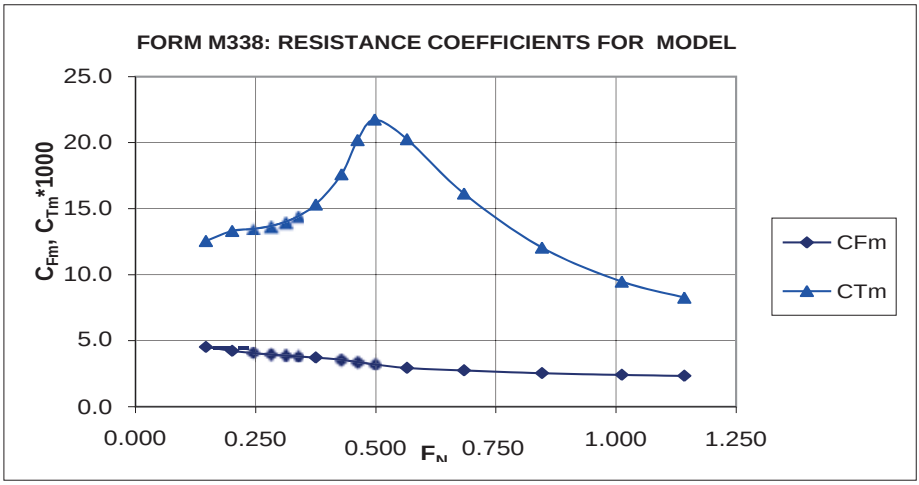


Figure 4.1. Model scale resistance coefficients of the form for design draught.

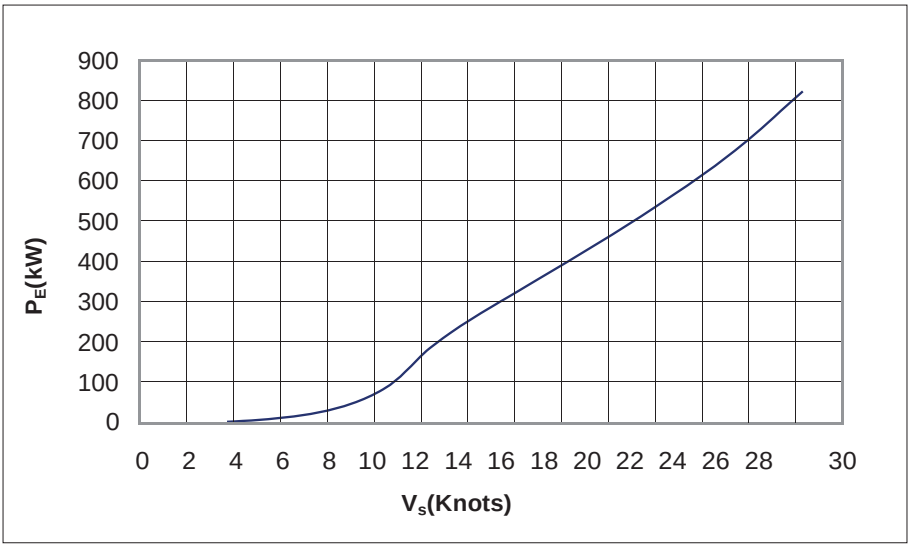


Figure 4.2. Effective power requirements of the form for design draught T=0.918 m.

Comparison of the trim conditions for bare hull and 2mm of interceptor blade deployment is given in Figure 4.3. Decrease in trim angle can be seen clearly in the Figure 4.3. Drag comparison of the bare hull and 2mm of interceptor blade deployment is depicted in Figure 4.4.

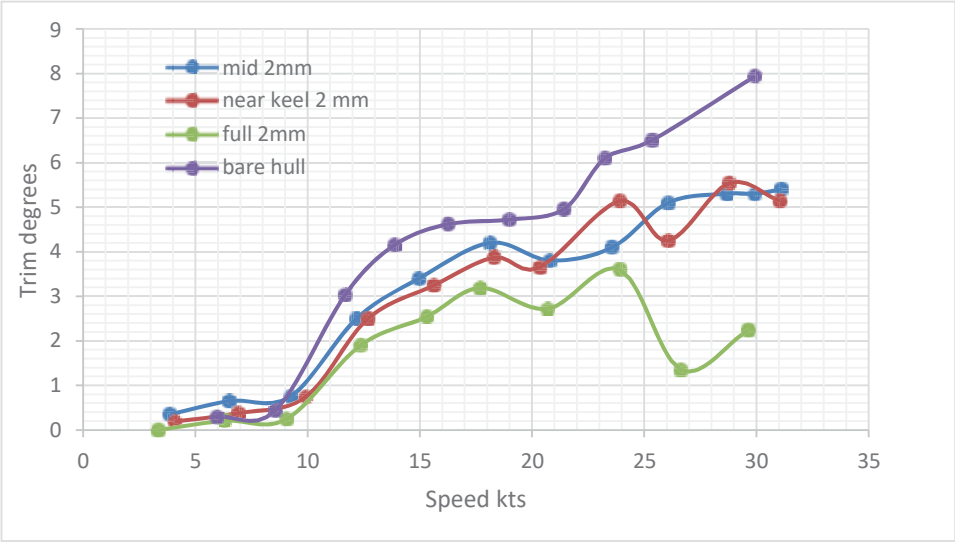


Figure 4.3. Bare hull vs 2mm interceptor blade deployment.

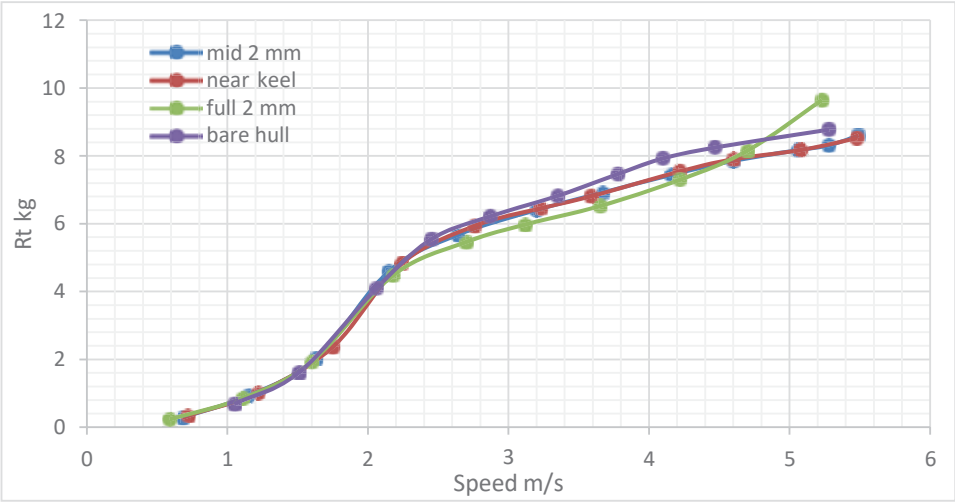


Figure 4.4. Drag comparison of the bare hull and 2mm of interceptor blade deployment.

5. Conclusions

One can predict the lift and drag coefficients generated by the interceptor systems for a specific speed interval. The preliminary results of the PhD Study mentioned above indicate that the efficiency of the interceptor, in a manner, related to the boundary layer thickness

dependent on the wetted surface and speed. Also, the most important result is that interceptor blade depth have to be adjusted related to the operation speed.

Results from towing-tank experiments for an 18 m motorboat were presented for resistance, sinkage and trim. Sinkage and trim data are for Fr=0.1-1.25 and free-model conditions. Resistance and running trim results showed characteristics common to planning craft. At Froude numbers between 0.6 and 0.9, the hull is at planning regime and the trim results are in good agreement. Correspondingly, the study clearly states that, the interceptor systems decrease the unwanted trim angles in high speeds and increase the forward speed up to 4 to 5 knots in full scale, and gain approximately 25% fuel savings. The system also decrease the wetted surface area and supplies a clear angle of sight for the boat operators.

6. References

[1] **Gourlay, T.P., Klaka, K.,** (2007). Full-scale measurements of containership sinkage, trim and roll, Australian Naval Architect, Volume 11, No. 2: 30-36

[2] **H Ghassemi, M Mansouri, S Zaferanlouei,** (2014). Interceptor hydrodynamic analysis for handling trim control problems in the high-speed crafts, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science.

[3] **Wang Wenjiang, Zong Zhi, Ni Shaoling, Zhang Lei, Chen Zhiqiang,** (2012). Model Tests of Effects of Interceptor on Resistance of a Semi-Planing Ship, Chinese Journal of Ship Research, Vol. 7, Issue (1): 18-22

[4] **Volvo Penta,** (2016). Interceptor Technology, accessed on 01.12.2016, http://www.volvopenta.com/ volvopenta/global/en-gb/marine_leisure_engines /accessories/Trimsystems2/Pages/Interceptortechnology.aspx

[5] **Wollenhaupt G.,** (2015). Interceptors deliver improvements to fuel efficiency, accessed on 03.12.2016, http://www.professionalmariner.com/December-January-2016/Interceptors-deliver-improvements-to-fuel-efficiency/

[6] **Naiaddynamics**, (2016). Interceptors/Trim Tabs/Force Producers For Ship Motion Control, access on 03.12.2016, http://naiaddynamics.com/interceptor.pdf

[7] **Navaltek, (2014),** New Generation Interceptor, accessed on 28.11.2016, http://navaltek.com.tr/new-generation-interceptor/

[8] **ITTC**, Recommended Procedure, Testing and Extrapolation Methods High Speed Marine Vehicles Resistance Test - 7.5-02-05-01

COST IMPACT OF GREEN SHIP REQUIREMENTS

Ahmet Dursun ALKAN [1]

ABSTRACT

The global economy has been propelled by a very large amount by sea having carried more than 90% of global trade volume. Holding the past trend of the last 150 years, it can be estimated that nearly 23 billion tonnes of cargo will be transported by ships by 2060 [1] [2]. This paper give insights into the costly future of green ship requirements. The obvious result of shipping based environmental impact has been known for decades. Today the adverse influences of shipping on human health and climate change have been felt alarmingly and thus regulatory measures imposed by IMO, EU on GHG result significant outfitting and or conversion costs on shipping companies. The paper reports practical examples of cost impacts of green ship requirements and gives advices while discussing good and bad experiences.

Keywords: Climate Change , Green Ship, Cost Impact

1. Introduction

The global economy has been propelled by a very large amount by sea having carried more than 90% of global trade volume. Assuming the past trend of the last 150 years, a quick estimation shows that nearly 23 billion tonnes of cargo will be transported by ship by 2060 that amounts to be 2.71 times of the score in the year of 2010 [1] [2]. The obvious result of shipping based environmental impact has been known for decades. Today the adverse influences of shipping on human health and climate change have been felt alarmingly and thus regulatory measures imposed by IMO, EU on GHG result significant outfitting and or conversion costs on shipping companies. This paper give insights into the costly future of green ship requirements. Some practical examples of cost impacts of green ship requirements and gives advices while discussing good and bad experiences.

2. Green Ship Technologies

Green Ship is a description of all activities involving environmentally sensitive technologies in building/operating ships and other marine structures [EMEC, 2009; Andersen 2012]. IMO (International Maritime Organization) has been implementing rules for prevention of pollution caused by marine vehicles through the MARPOL 73/78 Convention. Besides the mandates of the IMO rules, the Green Ship efforts in the global maritime industry has been continuing in an intensive way that result valuable profits regarding the human health, the environment and thus ship operation.

1 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 383 28 49, e-posta: alkanad@yildiz.edu.tr

Considering a marine vehicles to whom Green Ship features to be adopted, all needed technical activities provide attractive improvements from concept design to detail design, from manufacturing process to operation, and naturally her lifeclyle period.

The main components of Green Ship technologies concerning shipbuilding and operation are listed as follows [3]:

1. Reducing Gas Emissions (NOx, CO2, SOx, Ozone, soot, smoke and particulate matter)
2. Fuel, lube oil and other chemicals leaking to the environment as harmful pollutants
3. Ship wastes, black and gray waters
4. Underwater coatings
5. Recycling materials
6. Management and monitoring energy efficiency
7. Education-training of human resources including managers with adequate quality standarts

3. Cost Impacts

Green Ship requirements obliges the marine transport companies to pay extra investment and operating costs. On the other hand, companies adopting proactive actions and forecasting regulatory requirements are generally better positioned to hold a competitive advantage over peers.

The regulations regarding marine environmental protection have been setting more and more restrictive because of the alarming dangers encountered over the years. Table 1 shows the IMO Marine Pollution regulations that has been timely more stringent and thus enforced the ship designers, shipbuilders, marine equipment manufacturers and operators to fit the regulations.

Recently published Schroders' Report [1] has investigated the additional costs of the Green Ship sanctions on the basis of large-scale maritime transport companies. A company having one of the largest container fleet (Enterprise-1) additional fuel costs represent 3.2% of 2015 estimated earnings before interest and tax (EBIT) while another company operating a fleet of large cruise vessels (Enterprise -2) this figure is calculated to be about 3.4% before EBIT. For its existings fleet the Enterprise-1 preferred to equip the exhaust gas recirculation systems on its existing fleet in order to comply the NOx rules that resulted an additional investment up to 25% of the existing machinery cost, and for a large capacity of the Ballast Water Treatment System the retrofit cost per ship is estimated to be Turkish Lira (TRY) 4.18 million. Enterprise -2 decided to equip the 70% of its fleet with the exhaust gas cleaning systems with an additional cost of TRY 1.13 billion per annum, and for substituting low sulfur fuels in order to catch the possibility of the operation in the ECA regions the expected additional fuel costs to be around TRY 331 million , (exchange rate TL/Euro = 0.244).

Green Ship requirements constitute significant key elements for the companies when shaping their strategic planning. This amount corresponds to a considerable decline of CO2 emissions thanks to IMO's work done in the year 2012 (see Fig. 1). Besides the direct contribution to

lowering climate change issue, the Green Ship sanctions will increase the superiority of environmental competitiveness of maritime transport compared to other modes of transport (Fig. 2).

Table 1. IMO MARPOL Conventions [4] [5]

Annex I - Regulations for the Prevention of Pollution by Oil (entered into force 2 October 1983)
Annex II - Regulations for the Control of Pollution by Noxious Liquid Substances in Bulk (entered into force 2 October 1983)
Annex III - Prevention of Pollution by Harmful Substances Carried by Sea in Packaged Form (entered into force 1 July 1992)
Annex IV - Prevention of Pollution by Sewage from Ships (entered into force 27 September 2003).
Annex V - Prevention of Pollution by Garbage from Ships (entered into force 31 December 1988).
Annex VI - Prevention of Air Pollution from Ships (entered into force 19 May 2005).

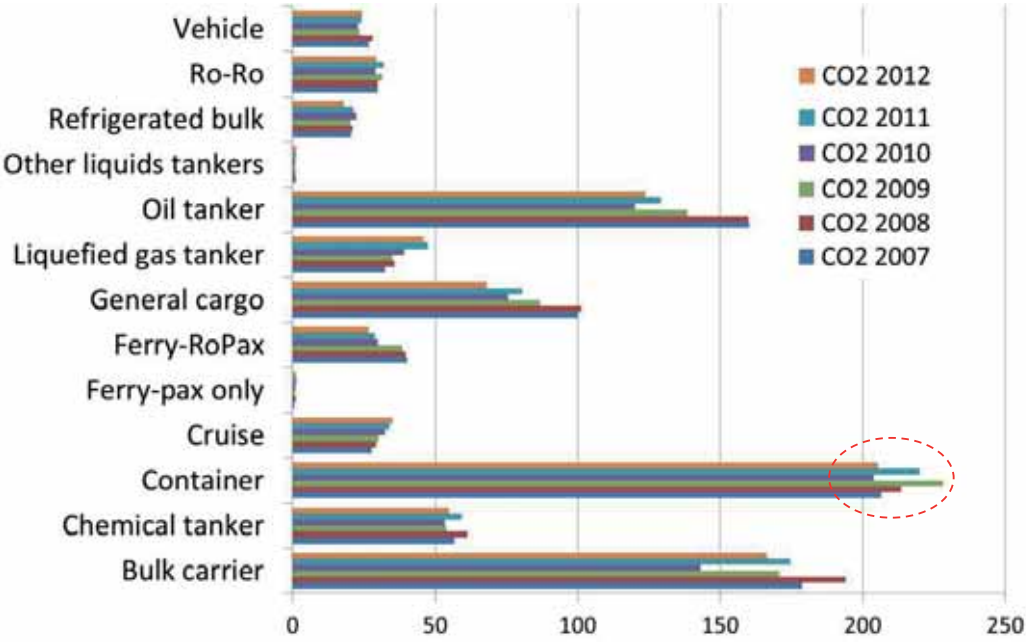


Figure 1. 3rd GHG Study findings: GHG emissions per ship type for 2007 - 2012, (multiply 10^6 ton), [5].

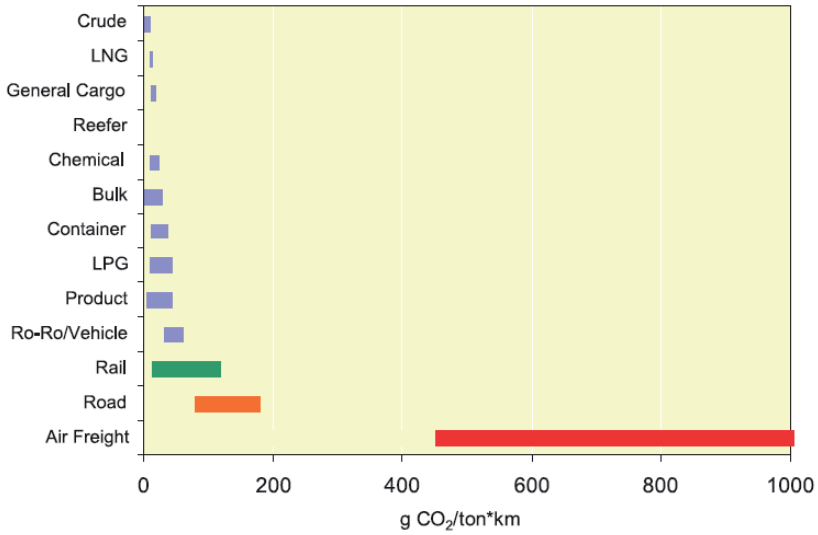


Figure 2. GHG Study findings: Shipping relative efficiency (in CO_2 gr/ton*km) [4].

4. Conclusions

The global economic downturn have been adversely effected by the virtue of introducing excessive supply of products other than balancing the required demand. The trend in shipbuilding and shipping trade shows to have overcapacity problems. The impact of the regulations on fuel quality, NOx and greenhouse gas emissions and ballast water treatment systems will continue to play its important role. As the regulatory sanctions will require immediate solutions and material challenges the shipping companies have to be proactive regarding the timeline of the regulations. The retrofitting activities will be intensive in the scene and will cost by high amounts, neverthless solution based right strategies and correct decisions will result cost effective management of the green regulations. Manifestly, Green Ship efforts will lead reducing or removing harmful environmental emissions, and include investment into research and technological design to ensure ships safer and more sustainable.

7. References

[1] Rahm, S. (2015), Schroders Shipping Report, The Costly Future of Green Shipping.

[2] Andersen, I. M. V. (2012), Emissions from Ship Machinery, TU Denmark.

[3] EMEC (2009), Green Ship Technology Book.

[4] IMO (2012), Regulation 13 and Regulation 14 (NOX) of Annex IV to MARPOL 73/78.

[5] IMO (2015), Third IMO GHG Study 2014, Final Report.

PASTORİZE BALLAST SUYU SİSTEMİ

Ömür KARATAŞ[1] ve Klaus ANDREASEN[2]

ÖZET

Bu makalede, Gemilerin taşıdıkları Ballast suyunun sterilizasyonu sunulacaktır. Gemiler bir denizden tanklarına aldıkları ballast suyunu diğer bir limanda yada denizde IMO ve USCG kurallarına uygun değerlerde kıyıdan oniki mil sınırları içersinde, kıyı liman otoritelerinin uygun gördüğü şekilde boşaltabilecektir. Bu çalışmada, geminin ballast tanklarında bulunan deniz suyunun sterilizasyonunda geminin tanklarına ve deniz canlılarına zarar vermeyecek özellikle kimyasal kullanmadan aşırı bir enerji harcamadan geminin atık ısısı kullanılarak yapılan bir ekipman ile seyir halinde tanklardaki ballast suyunun sirkilasyon yapılarak temizlenmesi anlatılmaktadır. Makalede, örnek bir gemi için yapılan sistemin özellikleri anlatılacak diğer temizleme sistemleri ile olan farklılıkları tablo ile sunulacaktır.

Anahtar Kelimeler: Balast suyu, Çevre kirliliği, Pastörize

1. Giriş

Denizlerimizin, çok daha yeşil olması, hava kirliliği ve deniz kirliliğini önlerken tabiatın bozulmasını engelleyecek şekilde çözümler üretmek için denize sınırı olan ülkelerin ve otoritelerin Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) ve Kuzey Amerika Sahil Güvenlik Teşkilatı (USCG) deniz ticaretini artırmaya yönelik destekleyici tutumlarına, getirilen yaklaşımlar; maliyet arttırıcı ve doğanın dengesini bozacak sonuçlar doğurabilmektedir.

Deniz sularının bir denizden diğerine taşınmasında Gemilerin ballast suyu neden olmaktadır. Gemiler Ballast Suları içersinde taşıdıkları mikro organizmaları da beraberinde diğer denizlere taşıyarak, denizlerin biyolojik yapısının bozulmasına ve mikro organizmalar kendi denizlerinde normal hayatlarını idame ettirdikleri halde, yabancı sularında istilacı kimliğine bürünerek, doğaya zarar verir duruma gelmektedir.

USCG bu sorunu gidermek adına yıllar önce, kıyılarından 200 mil mesafede, Gemilerin ballast suyunun değişimini talep etmekte ve kendi limanlarına varıldığında Geminin ballast tankından su numunesi alıp, Gemilerin ballast suyunu kontrol altında bulundurmaktadır.

IMO bu duruma kesinlik kazandırmak açısından büyük bir adım atarak, gemilere alınan Ballast suyunun gemide dezenfekte edilmesi için sistemler kurulmasını talep etmekte, bunu denize kıyısı olan ülkelerin taşıma kapasitesinin %35'inin sağlanması halinde gemilere kurulumu için zorunluluk başlatacağını bildirmektedir.

[1] *Ortech Marine A.Ş., İstanbul, Tel: +90216 4941115, E-posta: ok@ortechmarine.com*
[2] Bawat A/S, Denmark, Phone: +45 2868 5253 E-posta: kan@bawat.dk

2. Balast Arıtma Sistemi

Şu anda %35,1 kapasite onayına ulaşılmış olup, karara katılım hazırlıkları tamamlanan Finlandiya 0,14 kapasite ile zorunluluğu başlatan imzayı atmış olup 08.09.2017'de gemiler ilk special surveyinde BWTS (Ballast Water Treatment System) montajı yapılacaktır.

Ballast suyu dezenfekte sisteminin üreticisi olan firmalar; değişik teknolojiler ile ballast suyunu temizleme araştırma ve uygulamalarına başlamışlardır. Yapılan bu uygulamalar Ballast suyunu temizlerken doğaya ve diğer sistemlere zarar verici olmamaları beklenmektedir.

IMO'ya üye olmayan USCG ise beş yıl süreli geçici kabul ile AMS (Alternative Management System) bildiren sistem üreticilerinin, ürünlerini gemilerde kullanılmasına izin vermiştir.

Burada karşımıza Gemiye kurulan sistemin beş yıl sonra USCG tarafından reddedileceği endişesi çıkmaktadır. Birkaç milyon lirayı bulacak sistemler beş yıl sonra atılıp yenisinin montajı mümkün olamayacaktır. Buna karşılık üreticiler USCG ve IMO'nun onay verdiği laboratuarlarda test yaptırarak uygunluk alacaklarına kesin gözü ile bakmaktadır. Hatta olabilecek değişiklikler için şimdiden ücretsiz uygulama tahahüdünde bulunmaktadırlar.

UV sistem (Ultra viyole sterilizasyon) üreticilerden bir kaçı; USCG'dan onay aldıkları halde, yüksek işletme ve yedek parça giderleri, hassas filtreleme sorunları artık göz ardı yapılamadığı gibi, Ballast suyunu temizlemek adına Kimyasal Üreten Dezenfekte sistemlerin sadece tank içinde bulunan ballast suyundaki mikro organizmayı yok ederken, tank kaplamasına zarar veriyor olması ile, Ballast suyunun içerisindeki kimyasal ile birlikte, Gemiden boşaltılması halinde doğayı yok etmeye devam edeceği düşünülmektedir.

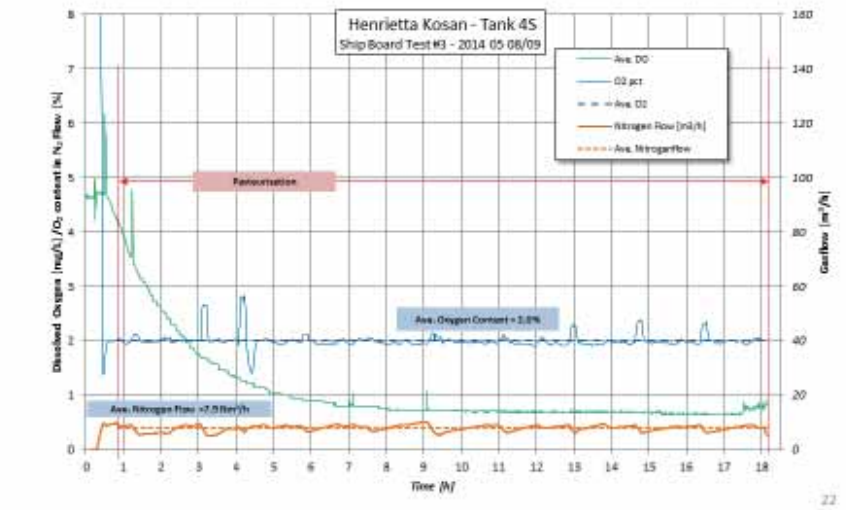
Gemilerde kulanılmak üzere hazır edilen Ballast suyu dezenfekte sistemlerini sıralarsak;

1. UV (Ultra viole)sistemler,
2. Kimyasal üreten sistemler
3.Pastorize Ballast suyu sistemi

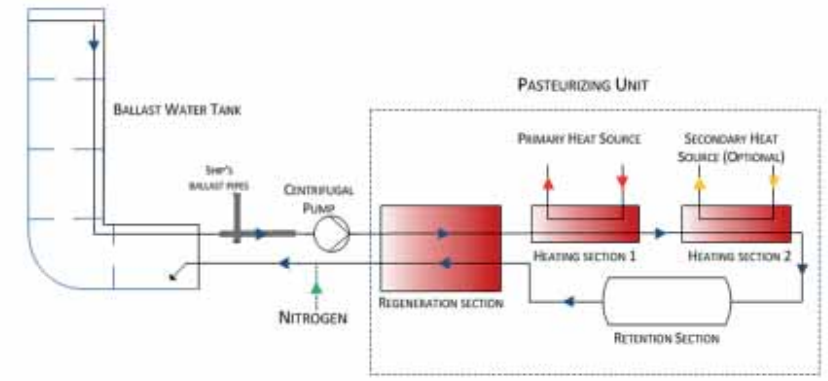
Burada UV ve Kimyasal üreten sistemlerden çok farklı son derece doğal bir sistem olan, yıllarca gıda sektöründe denenmiş ve çok eski kullanılan Pastörize Balast Suyu sistemlerini tanıtmak istiyoruz.

3. Pastorize Balast Suyu Sistemi

Pastorize Balast Suyu Sistemi: ballast suyunu , tıpkı süt ve içecek pastörize işlemi gibi, ısı kaynağı ile kısa sürede ısıtıp soğutularak hiçbir kimyasal ve aşırı yedek parça gereksinimi duyulmadan balast suyunun dezenfekte yapılması işlemidir.

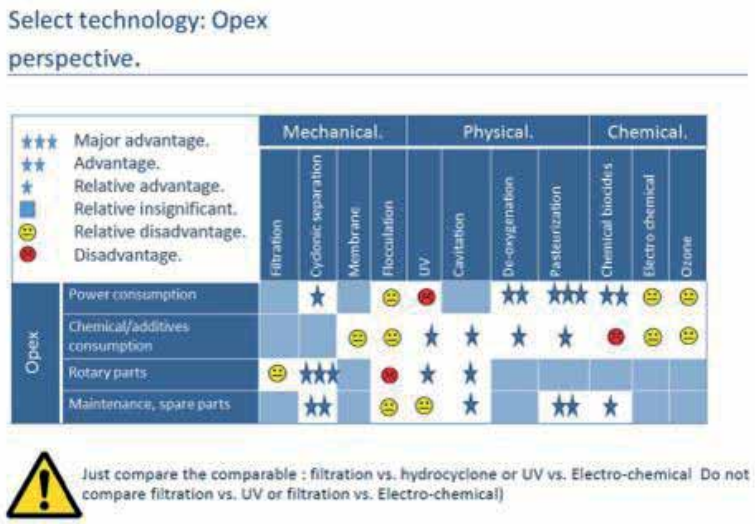


Şekil 1. Oksijensizleştirme verileri



Şekil 2. Proses akış şeması

Bu işlem için, diğer sistemlerde olduğu gibi fine filtre kullanılmamaktadır. Ballast suyu geminin dengeleme ve yük alıp vermede optimum yüzme kabiliyetini sağlamaktadır. Gemilerin bu güne kadar hiçbir ballast operasyonlarında hassas filtre özelliği kullanılmamıştır. Ballast operasyonlarında kısıtlayıcı bir yenilik olarak düşünülen hassas filtreler; geminin yükleme ve boşaltma operasyonunda ballast devresinde, filtreden kaynaklı gecikme ve kesiklik; mali zorunluluklar ve emniyetli çalışma sorunu getirebilecektir.



Şekil 3. Yöntemlerin işletme masraflarının karşılaştırılması

Pastorize Ballast suyu dezenfekte işleminde kesinlikle filtre kullanılmamaktadır. Ballast suyu limanda yada demirde ballast alıp verirken hiçbir şekilde dezenfekte yapılmasına gerek duyulmamaktadır. Çünkü gemideki ballast suyu sadece seyirde; ana makinenin yada atık ısı kazanının ısısından faydalanılarak pastörize edilmekte,Gemi limana vardığında, Gemideki Ballast suyu dezenfekte edilmiş olmaktadır.

4. Sonuç

Oluşturulmuş olan bu çalışmanın deney sonuçları ile oldukça uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Genel olarak, oldukça eski ve güvenilir bir sistem olararak,1862 yılında pastör tarafından bulunan sterilasyon sistemin prensibi ile Deniz suyunun pastörize edilmesi hem gemilerin ballast tanklarında oksitleşmeyi önleyen hemde denizlerdeki canlıların doğal yapısını bozmayan sistemin shipboerd testleri ve land base testleri sonuçları sonderece olumlu olup ,ayni işlemi yapan diğer sistemlere göre daha çevreci olduğu karşılaştırma tablosunda görülmektedir.

5. Kaynaklar

[1] IMO Marine Environment Protection Committee (MEPC), 70th session, 24-28.10.2016.
[2] Adm.Poul Thoma US Cost guard 12/3/2015: Shedding some light on 2012 ballast water regulations
[3] BV paper, Many Players Less Technologies.

ANOTHER CHALLENGE: SEDIMENTS OF THE BALLAST TANKS

Ceren BİLGİN GÜNEY[1], Şafak Nur ERTÜRK BOZKURTOĞLU[1], Devrim Bülent DANIŞMAN[1], Fatma YONSEL[1]

ABSTRACT

The accumulated sediment at the bottom of ballast tanks is a good host for many organisms. Thus, even if the ballast water is treated, the presence of organisms that can transfer from sediment to water leads to the risk of biological invasion. In addition to this, the sediment that accumulates in the ballast tanks, as its weight increases with time, causes a cumulative decrease in cargo capacity and speeds up the corrosion. From this perspective, the main goal of this study is to underline the sediment accumulation problem as an actual and future challenge for ship designers and owners.

Keywords: Ballast Tanks, Sediment Accumulation, Invasive Species, Structure, Ship

1. Introduction

Transportation of harmful aquatic organisms and pathogens through the ballast tanks has been a popular research topic in various parts of the world since the nineties. These studies expose the global dimension and the importance of the problem. As an international response "The International Convention for the Control and Management of Ships' Ballast Water and Sediments (BWM Convention) was adopted at a Diplomatic Conference held at the International Maritime Organization (IMO) Headquarters on 13 February 2004. The convention stipulates that it will enter into force 12 months after ratification by a minimum of 30 States, representing 35 percent of world merchant shipping tonnage. [1]. It took more than 12 years to achieve these criteria. The first threshold for the number of state criterion (30 states) is reached by the ratification of the convention by Mongolia and Palau on 28th

[1] Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering

September 2011. The second threshold for the tonnage criterion is reached by Finland's accession to treaty on 8th September 2016. Finally, as both criteria are met, the convention will enter into force on 8th September 2017. After the convention enters into force, all ships should comply with the Ballast Water Performance Standards with a schedule that is revised by the IMO's Assembly Resolution A.1088 (28) [2]. Depending on the Resolution, all ships constructed after the entry into force date of 8th September 2017 will need to be delivered with a ballast water management system (BWMS) installed and all existing ships will be required to install BWMS by their first IOPPC renewal survey.

There are several ballast water treatment systems that have Type Approval from the IMO. The main qualifying parameters of ballast water treatment systems are the aquatic organisms in the size class of 10 to 50 μm and larger than 50 μm. The treatment systems are primarily effective on the active organisms within this size class. On the other hand, there are several studies that report the risks posed by the sediment accumulated at the bottom of the ballast tanks. Many marine organisms have the capability to form resting stages and cysts which are smaller than their vegetative cells and a lot are <10 μm in minimum dimensions [3]. The organisms in resting/dormant stages are resistant to adverse environmental conditions. Their resistance provides survivability for unfavorable transport conditions in the sediment at the bottom of the ballast tanks. Thus, even if the ballast water is treated, the presence of organisms that can transfer from sediment to water leads to the risk of biological invasion.

Sediment can also pose several problems other than the invasion risk. Deposition of ballast water treatment by-products and heavy metals is of concern from an environmental perspective. Besides environmental concerns, tank sediments have some possible economic consequences, such as contributing to the corrosion in the ballast tank, loss of the cargo capacity depending on the cumulative accumulation of time.

The main goal of this study is to underline the sediment accumulation problem as an actual and future challenge for ship designers and owners. From this perspective, both the adverse effects and the IMO regulations regarding the sediment accumulation will be addressed. The study is conducted within the ongoing project titled "Conceptual Ballast Tank Design for Reducing Sediment Accumulation" that is supported by the Scientific and Technical Research Council of Turkey (TUBITAK) with the Project no: 115Y740. Within this project, it is aimed to define sediment accumulation patterns and propose reliable and applicable solutions to reduce the sediment accumulation in the ballast tanks by using experimental and numerical techniques.

2. The Ballast Tanks and The Sediment Accumulation

There are many types of ballast tanks. The structure of a ballast tank is not only ship specific, but also depends on where it is located on the ship. As a result, the volume of accumulated sediment within the ballast tanks may vary from a ballast tank to another and from ship to ship. Although there are a variety of ballast tanks, the complex geometry in most ballast tanks' structure is a common issue. The tanks contain many compartments separated by structural members and openings on these members (Figure 1). The structural members

maintain the integrity of the ship by supporting its weight under different weather and sea condition while the openings allow ballast water flow through the compartments.

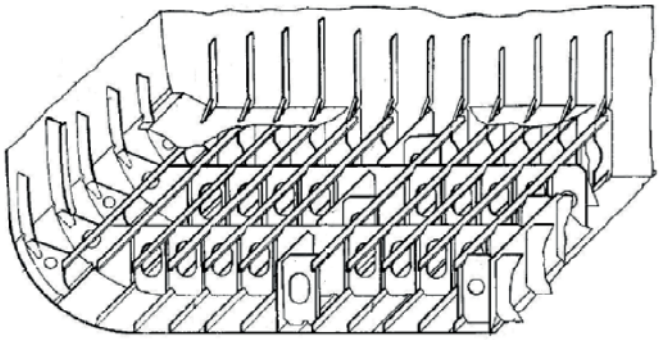


Figure 1. Longitudinaly framed double bottom.

The sediments present in the tanks are accumulated (Figure 2) during several operations through years as they are usually cleaned only when the ship is in dry dock. The accumulation of the sediment in the ballast tanks is governed by several factors. Sediment loading in the ballasting ports, the time elapsed from the last dry-docking and ship age are the important factors that directly affect the sediment amount at the bottom of the tanks. It is obvious that if the ballasting takes place where propellers stir up sediment and dredging is or has recently been carried out, the sediment load of the ballast water will be higher. On the other hand, there may be almost no sediment in the ballast water if ballasting is taking place only at deep-water ports.

Once the suspended particles within the ballast water are taken aboard, the sedimentation in the ballast tanks would depend on the length of the voyage; disturbance of the ballast water in the ballast tank; flow regime in the ballast tank during ballasting and de-ballasting operations; the properties of particles suspended within the ballast water; and the properties of the ballast water. The most important parameters that affect the settling velocity of the particles in the fluid are grain size, specific gravity, shape, and the dynamic viscosity of the fluid [4]. The soil sediment drawn by ballast water is mostly in the form of clay (2μm or less), silt (2-63 μm) and sand (63 μm-2mm) while larger particles can only be found when the suction point is too close to the sea bottom and/or external forces upheld larger particles [5].

The flow pattern in ballast tanks is very complex due to the structural complexity of tanks. There are many potential dead spots in the tanks with very low local flow velocities which are susceptible to sediment accumulation [6]. Along with the tank geometry, positions of inlet and outlet directly affect the flushing efficiency [7,8]. It is observed that the sedimentation pattern differs in the ballast tanks depending on the proximity of the location to the bell-mouth (ballast intake/pumpout port) and openings on the tank members [9]. The older vessels have a higher probability for sediment accumulation as their reballasting systems are not efficient in removing the water and the sediment located near the bottom of the ballast tanks [10].

Figure 2a

Figure 2b

Figure 2c

Figure 2d

Figure 2. a) Uneven distribution of the residual sediment in double bottom tank **b)** Close up of residual sediment accumulation between the longitudinals in the outer bilge area of a double bottom **c)** Wet residual in a section of a double bottom **d)** A mound of residual in a side subdivision of a forepeak tank
(Photo Credits: Great Lakes NOBOB Project Team)

3. The Problems Due to Sediment Accumulation

Ballast tanks usually contain a mixture of sediments taken onboard depending on operational history and the time elapsed since the last dry-docking. Anything that settles from the water column within the ballast tanks is susceptible for deposition in the sediment at the bottom of ballast tanks. There are a number of studies that report the ballast sediment is also a good host for many organisms. The abundance and the diversity of the organisms found in ballast residual depend on several factors. There may even be significant variability in both abundance and species diversity between the ballast tanks of a ship following a restricted route [11].

The studies show that the sediment contains a diverse array of active and dormant stages of both benthic and planktonic organisms [12]. Many of the active and dormant sediment taxa have little chance for discharge from ballast tanks even during flow or turbulent conditions [13]. Thus, the residuals in the ballast tanks may act as repository for ballast water organisms as the sediment organisms may transfer to the water through physical disturbance and migration. [14]. Organisms in resting stages are extremely resistant to adverse conditions,

including anoxia, noxious chemicals, freezing, and can germinate when the environmental conditions are favorable [15]. Johengan et.al, [15] have reported the germination of dinoflagellates and other unicellular algae found in the sediments in laboratory studies even a year after their collection from ballast tanks. They also emphasize the importance of the consideration of the resting stages since the life cycles of many invertebrates, phytoplankton (including toxic dinoflagellates), protozoan and bacterial species include the capability of producing resting stages (Figure 3). Their ability to produce resting stages ensures the long-term viability. Besides, in-situ hatching inside the ballast tanks of operational ships is possible [16]. Mimura et. al. [17] conducted a study investigating the changes of microbial populations in a ship's ballast water and sediments on six voyages from Japan to Qatar. Their findings were important in terms of the necessity for sediment management as the total viable cell numbers were higher than those counted in ballast water. Among the wide range and high densities of organisms in ballast sediment, harmful/toxic and pathogenic forms may also be present. Toxic dinoflagellate species found in sediments [18,19] can contaminate shellfish with paralytic shellfish poisons, pose a serious threat to human health and the aquaculture industry. Besides hosting the organisms, ballast tank sediments presumably act as a buffer in increasing the salinity tolerance of the organisms in the ballast tanks [20]. Drake et. al. [21] also point to the potential consequences of microorganisms' release since viruses and bacteria can be transported within ballast sediments.

The resistance of the resting and dormant stage organisms to negative conditions, including methods used in ballast water treatment systems, brings about another problem for the ship owners. Even if the ships are installed with BWTSs, owners may face compliance problems as the organisms that survive treatment can transfer from sediment to water.

Bottom sediment also increases the human exposure risks through the skin and inhalation if the ships are installed with the BWTS that make use of active substances, even if there is a good ventilation and the tank is assumed to be clear of gas. Depending on the accumulation depth, a quantity of disinfectant byproduct (DBP) may remain stable in the mud until the chemical and environmental factors favor the gas bubble formations. When the tank has been closed for some time, gas released from the mud can pose health risk during the cruise, ballast water sampling, tank maintaining (sediment cleaning) and tank inspection [23].

Besides DBPs the sediments in the ballast tanks also include compounds that are originated from the deterioration of tank plates and tank coating residues [5]. The Ballast Water Project [24] carried out in Scotland brought up that the ballast water sediments represent an important sink for heavy metals. During the project, 128 ballast water samples gathered from ships coming from 80 different ports spanning 25 countries were analyzed. The results indicate that heavy metal contamination in the ballast tank sediments is considerably higher than those detected in the natural environment.

The accumulation of sediment, sand, water and other impurities in the bottom of the tanks develop a very corrosive environment [25]. Verstraelen et al. [26], while reporting their findings about ballast tank corrosion, note to the existence of a specific relation between the composition of the mud sample and the condition of the surface immediately around the sample location. Although oxygen removal is suggested as a cost effective corrosion

measurement technique for the ballast tanks [27], experimental data show that the presence of sediment can support anaerobic condition favorable for the growth of anaerobic and acid producing bacteria increasing the potential risk of pitting corrosion [28]. Heyer et. al. [29] mention anaerobic bacteria and Archaea responsible for microbiologically influenced corrosion (MIC) can survive even in the thick sediment layer on the tank bottom. On the other hand, De Baere et.al [30] highlight the importance of optimizing the draining of the tank and eliminating the areas where water and mud can accumulate as corrosion fighting measure in the ballast tanks.

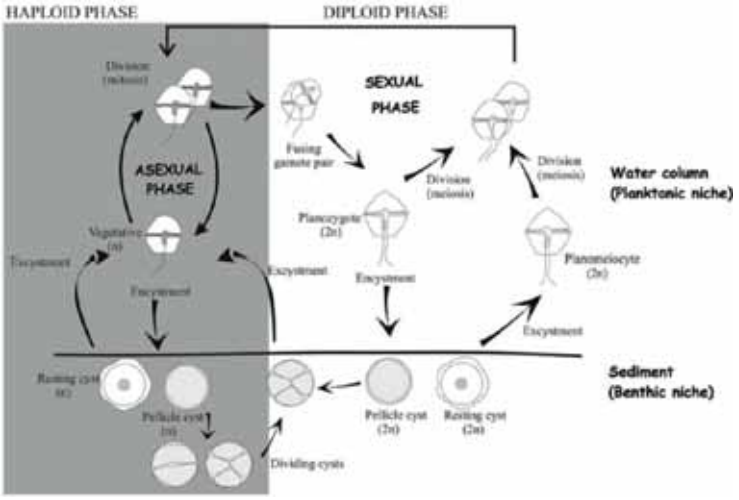


Figure 3. The life cycle of dinoflagellates, including all possible described transitions [22]

There is a lack of data about the amounts of sediment in the ballast tanks, however, the comprehensive project conducted by Johengen et.al [31] funded by the Great Lakes Protection Fund, is worth mentioning for gathering data about the real condition. Within the project 103 NOBOB (No Ballast On Board) ships entering into the Great Lakes surveyed over a two-year period from December 2000 to December 2002. The ballast capacities of the ships were ranging between 1,459 and 25,533 metric tons. Johengen et. al. [15] reported that the total ballast residuals were (unpumpable water+sediment) ranging from negligible to 200 tons (t), and sediment accumulation ranging from negligible to 100 t on the surveyed ships. Another important ballast water sampling program referred by Hamer [32] was conducted for the Ministry of Agriculture, Fisheries and Food in United Kingdom. During the program numerous dedicated ballast tanks of ships in dry dock were entered. It was reported that sediment accumulations were found to be varied from a few cm to more than 30 cm depth which translate to 10's and even 100's of tons of sediment in the ballast tanks of larger vessels. The accumulation of such amount of weight would cause loss of cargo capacity in ships, which will in return cause to a cumulative loss of income through the years between dry-dockings.

4. Ballast Tank Sediment in BWM Convention and Guidelines

The convention defines the term sediment as “matter settled out of Ballast Water within a ship” [1] and necessitates Parties to encourage ships to avoid uptake ballast sediment, as well as ballast water, that contain harmful aquatic organisms, as far as practical under 2nd Article of the convention that defines the General Obligations of the Convention. With the Article 5, Convention also necessitates Parties to ensure adequate facilities are provided for the reception of sediments in ports and terminals where cleaning or repairing of ballast tanks take place. The sediment removal should be undertaken under controlled conditions. To provide guidance for the provision of the facilities, Marine Environment Protection Committee of IMO (MEPC) has developed “Guidelines for sediment reception facilities (G1)” (resolution MEPC.152 (55)).

The convention brings obligations for ships. Regulation B.1 states that Ballast Water Management plan should detail sediment disposal both at sea and to shore. Regulation B.5 of the Convention directly covers “Sediment Management”. This regulation underlines that ships should be designed and constructed with a view to minimize the uptake and undesirable entrapment of Sediments, facilitate removal of Sediments, and provide safe access to allow for Sediment removal and sampling, without compromising safety or operational efficiency. “Guidelines on design and construction to facilitate sediment control on ships (G12)” (resolution MEPC.209 (63)) has been developed by MEPC, to assist ship designers, shipbuilders, owners and operators to design ships to minimize the retention of sediment. The Guideline contains advices on design for reducing accumulation of sediment.

5. “Conceptual Ballast Tank Design for Reducing Sediment Accumulation” Project

“Conceptual Ballast Tank Design for Reducing Sediment Accumulation” Project is supported by the Scientific and Technical Research Council of Turkey (TUBITAK) with the Project no: 115Y740. Within the Project it is aimed to define sediment accumulation patterns and propose reliable and applicable solutions to reduce the sediment accumulation in the ballast tanks by using experimental and numerical techniques.
The experimental set up consist of two components: a ballast tank model with the rolling simulator and a container. The container is used for the preparation of the water containing suspended sediment particles. The mixing unit inside the container ensures the homogenous mixing and suspension of the sediment in the water throughout the experiment series. The ballast tank model is fed by this prepared water+sediment suspension. Rolling simulator is used to mimic the voyage. The accumulation patterns in the ballast tanks with different designs will be determined by visualization techniques. Numerical methods will be employed for determining the flow patterns, optimizing tank design. The results of the ongoing Project will be published at the end of the project.

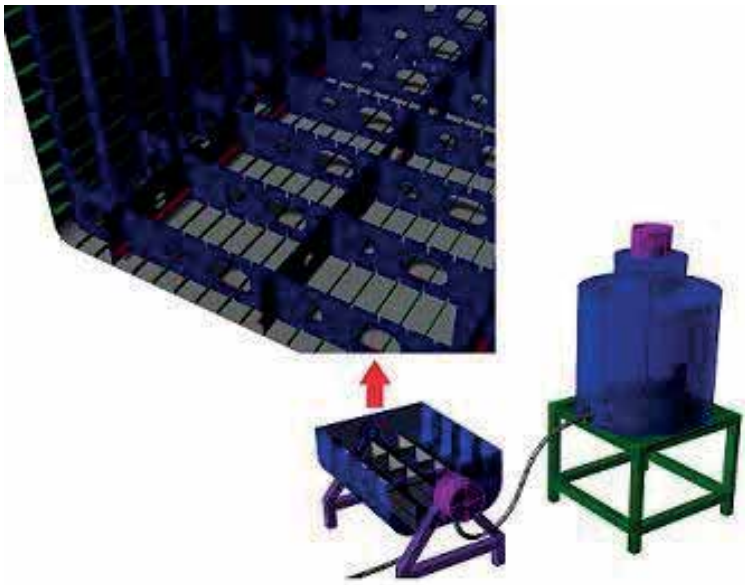


Figure 4. Experimental setup.

6. Conclusion

After the entry into force date of 8th September 2017, all ships that the Convention apply will need to be delivered with a ballast water treatment system (BWTS) installed. Most of the ballast systems employ different types of filters and hydrocyclones for the primary treatment. These systems have the capability to reduce suspended sediment before the ballast water is taken onboard to some degree. However, all systems have the size limitations due to the optimal operating conditions onboard (e.g., ballast water flow capacity, pump pressure, and elapsing time to operate without causing undue delay to ships). Filtration is the most frequent method used within the BWTSs for pretreatment. There are fine filtration systems that can eliminate particles, even size of >10 μm are available. But reviewing the BWTSs in the market, it is seen that most of the ballast water treatment systems employ filters that can eliminate the particle size of >45 μm due to optimal conditions mentioned above. Hydrocyclones allow separation of sediments and other suspended solids to approximately 20 μm and require less pumping pressure than screen filters [33]. However, the biggest portion of the sediment found in the tank bottom is with particle sized smaller than treatment limitations [5,32].

Designing and constructing the ballast tanks with a view to minimize the uptake and undesirable entrapment of sediments and facilitate removal of sediments will be substantial to reduce the adverse effects of the accumulation [34,35]. This is a necessary base to reduce the invasion risk posed by the sediment. Besides, reducing the sediment accumulation will also reduce maintenance and operational costs due to reduction of corrosion and capacity loss and human exposure risks posed by the gas formation due to residual DBPs within the sediment.

Transfer and introduction of Harmful Aquatic Organisms and Pathogens (HAOP) via ships' ballast water bring about obligations for anyone who is involved with the shipping industry. Any attempt to reduce the sediment accumulation will not only contribute mitigation with HAOP but will also lead to benefits for ship owners as well.

References

[1] IMO," International Convention for the Control and Management of ships' Ballast Water and Sediments", *(BWM/CONF/36)*, London, 16 February 2004.

[2] IM0 2013, "Application of The International Convention for The Control and Management of Ships' Ballast Water and Sediments, 2004", Resolution A.1088(28), 4 December 2013.

[3] van der Star, I., Liebich, V., Stehouwer, "The forgotten fraction: The importance of organismssmaller than 10 µm when evaluating ballast water treatment systems", *Proceedings of the Global R&D Forum on Compliance Monitoring and Enforcement – The Next R&D Challenge and Opportunity*, İstanbul, 26-28 October, 2011.

[4] Fredssøe, J., Deigaard, R., "Mechanics of Coast& Sediment Transport", *Institute of Hydrodynamics and Hydraulic Engineering Technical University of Denmark*, *World Scientific Publishing*, Singapore, 1992.

[5] Maglić, L., Zec D., Frančić, V., "Ballast water, sediment element analysis", *Marine Pollution Bulletin 103 (2016) 93–100*, 2016

[6] Wilson W., Chang, P., Verosto, S., Atsavapranee, P., Reid, D.F., Jenkins, P.T., "Computational and Experimental Analysis of Ballast Water Exchange", *Naval Engineers Journal*, no: 3,2006

[7] Qi, Z. and Eames, I., "Implications of ballast tank geometry and treatment technology on NIS removal", *Ocean Engineering*, 103 (2015)211–222, 2015

[8] Qi, Z. and Eames, I., Greig, A., "Flushing ballast tanks", *Ocean Engineering*, 89 (2014)157–172, 2014.

[9] Sturtevant, R., Ricciardi, A., Reid, D.F., "Great Lakes: Recent History of Saltwater Vessel Traffic", Delivery of Ballast Water, and The Effect of Ballast Water Exchange on Aquatic Species Invasions, *NOAA Technical Memorandum*, GLERL-142, September 2007.

[10] Dickman, M., Zhang, F., "Mid-ocean exchange of container vessel ballast water. 2: Effects of vessel type in the transport of diatoms and dinoflagellates from Manzanillo", Mexico, to Hong Kong, China, *Marine Ecology Progress Series*, Vol. 176: 253-262. , 1999.

[11] Hamer, J. P., McCollin, T.A., I. A. N. Lucas, I.A.N., "Dinoflagellate Cysts in Ballast Tank Sediments: Between Tank Variability", *Marine Pollution Bulletin,* Vol. 40, No. 9, pp. 731–733, 2000.

[12] Bailey, S.A., Duggan, I.C., Nandakumar, K., MacIsaac H.J., "Sediments in ships: Biota as biological contaminants", *Aquatic Ecosystem Health and Management*, 10 93-100, 2007.

[13] Duggan, I.C., van Overdijk C.D.A., Bailey, S.A., Jenkins P.T., Limén, H., MacIsaac, H.J., "Invertebrates associated with residual ballast water and sediments of cargo-carrying ships entering the Great Lakes", *Can. J. Fish. Aquat. Sci.,* Vol. 62, 2005.

[14] Sutherland, T.F. Levings, C.D., "Quantifying non-indigenous species in accumulated ballast slurry residuals (swish) arriving at Vancouver", *British Columbia, Progress in Oceanography*, 115, 211–218, 2013.

[15] Johengen, T. Reid, D., Fahnensteil, G., MacIsaac, H., Dobbs, F., Doblin, M., Ruis, G., Jenkins, P., "Assessment of Transoceanic NOBOB Vessels and Low-Salinity Ballast Water as Vectors for Non-indigenous Species Introductions to the Great Lakes", Final Report for the Project, *Great Lakes NOBOB Project (Period of Activity: July 1, 2001 – December 31, 2003)* , 2005.

[16] Bailey, S.A., Nandakumar, K., Duggan, I.C., van Overdijk C.D.A., Johengen, T.H., Reid, D.F., MacIsaac, H.J., "In situ Hatching of Invertebrate Diapausing Eggs from Ships' Ballast Sediment", *Diversity and Distributions*, 11, 453-460, 2005.

[17] Mimura H., Katakura, R., Ishida, H., "Changes of microbial populations in a ship's ballast water and sediments on a voyage from Japan to Qatar", *Marine Pollution Bulletin*, Volume 50, Issue 7, July 2005, Pages 751–757, 2005.

[18] Hallegraeff G.M. and Bolch, C.J., "Transport of diatom and dinoflagellate resting spores in ships' ballast water: implications for plankton biogeography and aquaculture", *Journal of Plankton Research*, Vol.14, Issue 8 (1067-1084), 1992.

[19] Casas-Monroy, O., Roy, S., Rochon, A., "Ballast sediment-mediated transport of non- indigenous species of dinoflagellates on the East Coast of Canada", *Aquatic Invasions*, Volume 6, Issue 3: 231–248, 2011.

[20] Doblin, M.A., Popels, L.C., Coyne, K.J., Hutchins, D.A., Cary, S.C. Dobbs F.C., "Transport of the Harmful Bloom Alga by Oceangoing Ships and Coastal Boats", *Applied and Environmental Microbiology*, Nov. 2004, p. 6495–6500,2004.

[21] Drake, L.A., Doblin, M.A., Dobbs, F.C., "Potential microbial bioinvasions via ships' ballast water, sediment, and biofilm.", *Marine Pollution Bulletin*, 55 (7-9): 333-41, 2007.

[22] Bravo I., Figueroa, R.I., "Towards an Ecological Understanding of Dinoflagellate Cyst Functions", *Microorganisms*, 2 (1), 11-32, 2014.

[23] Banerji S., Werschkun, B., Höfer, T. "Assessing the risk of ballast water treatment to human health", *Regulatory Toxicology and Pharmacology*, 62 (2012) 513–522, 2012.

[24] McDonald, E. and Davidson, R., "Ballast Water Project-Final Report", *Fisheries Research Services*, Report No: 3/97, 1997.

[25] Soarez, C.,G., Garbatov, Y., Zayed, A., Wang, G., "Corrosion wastage model for ship crude oil tanks", *Corrosion Science*, 50, 3095–3106, 2008.

[26] Verstraelen, H., Baere K., Schhillemans, W., Lemmens, L., Dewil, Raf., Lenaerts S., Potters G., "In Situ Study of Ballast Tank Corrosion on Ships-Part 2", *Materials performance*, 48(11):54-57 November 2009.

[27] Tamburri, M.N., Wasson, K., Matsuda, M., "Ballast Water Deoxygenation Can Prevent Aquatic Introductions While Reducing Ship Corrosion", *Biological Conservation*, 103, 331-341, 2002.

[28] Heyer A., "Microbiologically influenced corrosion in ship ballast tanks", *Thesis submitted for Doctoral Degree to Technische Universiteit Delft*, Holland, 2013.

[29] Heyer A., D'Souza F., LeonMorales C.F., Ferrari G.,.Mol, J.M.C., de Wit, J.H.W., "Ship ballast tanks a review from microbial corrosion and electrochemical point of view", *Ocean Engineering*, 70, 188–200, 2013.

[30] Kris De Baere, Verstraelen, H., Lemmens, L., Lenaerts S., Potters G., "In Situ Study of the Parameters Quantifying the Corrosion in Ballast Tanks and an Evaluation of Improving Alternatives", *NACE - International Corrosion Conference Series*, January 2011.

[31] Johengen, T., Reid D., Fahnenstiel, G., MacIsaac, H., Dobbs, F., Doblin M., Ruiz, G., Jenkins, P., "Assessment of Transoceanic NOBOB Vessels and Low-Salinity Ballast Water as Vectors for Non-Indigenous Species Introductions to the Great Lakes", *Final Report to Great Lakes Protection Fund*., 2005.

[32] Hamer, J.P., Ballast Tank Sediments, in: E. Leppälwski et al. (eds.), "Invasive Aquatic Species of Europe", *Kluwer Academic Publishers*, 232-234, 2002.

[33] Tsolaki, E., Diamadopoulos, E., "Technologies for ballast water treatment: a review", *J. Chem. Technol. Biotechnol*, 85: 19 – 32, 2010.

[34] Prange, G.J. Pereira, N.N., "Ship Ballast Tank Sediment Reduction Methods", *Naval Engineers Journal*, No. 125-2, 127-134, 2013.

[35] Taylor, A.H., Rigby, G., "Suggested Designs to Facilitate Improved Management and Treatment of Ballast Water on New and Existing Ships", Discussion Paper prepared for Agriculture, *Fisheries and Forestry Australia as part of the Research Advisory Group Ballast Water Research and Development Program*, January 2001

BİR YÜK GEMİSİNİN BALAST OPERASYONUNUN EKONOMİK VE EKOLOJİK ANALİZİ

Veysi BAŞHAN[1], Halil İbrahim SÖNMEZ[2] ve Güven GONCA[3]

ÖZET

Balast suyu, gemilerin birçoğunda özellikle yüklü olmadıkları durumlarda; stabilite kontrolünün sağlanması amacıyla gemiye alınan deniz suyudur. Bu amaç için yapılmış tanklara balast tankları denmektedir. Gemiler yük alma ve tahliye etme zamanlarında balast operasyonları yapmaktadır. Balast operasyonları, Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) tarafından belirlenmiş kurallar doğrultusunda gerçekleştirilmektedir. Bu kurallar kapsamında balast değişimi sefer bölgelerine göre sıklıkla gerekebilmektedir. Tüm balast tanklarının doldurma ve boşaltma operasyonları temel olarak balast pompaları ile yapılmaktadır. Balast pompaları, gemi içerisinde yüksek güç tüketen yardımcı makinelerin başında gelmektedir. Pompaların gerekli güç ihtiyacı ise gemi yardımcı makinesi olan dizel jeneratörden sağlanmaktadır. Bu çalışmada balast operasyonlarının güç tüketimlerinin ekonomik ve ekolojik analizleri yapılmıştır. Güç ihtiyacı jeneratörlerden sağlanan balast pompalarının jeneratör yüksek yüklerde çalışırken devreye alınması durumunda daha ekonomik ve ekolojik koşullarda çalıştığı görülmüştür. Balast pompası sebebiyle üretilen emisyon miktarı ve maliyeti, yüksek yüklerde daha düşük bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler:yük gemisi, ekonomik balast operasyonu, balast pompası, emisyon

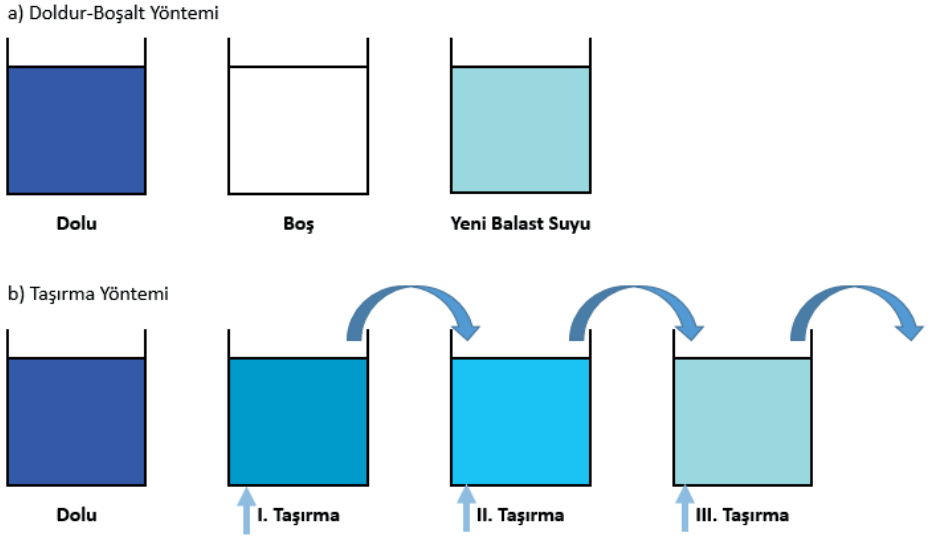
1.Giriş

Balast suyu, gemilerin birçoğunda özellikle yüklü olmadıkları durumlarda; stabilite kontrolünün sağlanması amacıyla gemiye alınan deniz suyudur. Gemiler yük taşımadıkları zamanlarda pervanenin suyun altında kalmasını sağlamak ve gemi yapı elemanlarına binen stresin azaltılması gibi nedenlerle de balast alırlar. Balast geminin dip tanklarına (BTM) ve yan taraflarındaki tanklara (TS) alınır. Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) tarafından yürürlüğe konulan Balast Suyu Yönetimini (BWM) sağlamanın en etkin yöntemlerinden birisi balast suyu değişimidir. Bunun dışında balast tankları sürekli doldurulup taşırılarak güverte üzerinden de denize basılabilir [1]. Bu durum Şekil 1'de balast değişimi için belirlenmiş D-1 standartları olarak gösterilmiştir. Tüm balast tanklarının doldurma ve boşaltma operasyonları temel olarak balast pompaları ile yapılmaktadır. Balast pompaları, gemi içerisinde yüksek güç tüketen yardımcı makinelerin başında gelmektedir. Pompaların gerekli güç ihtiyacı ise gemi yardımcı makinesi olan dizel jeneratörlerden sağlanmaktadır. Literatürde balast suyu değişimi ile ilgili pek çok çalışma bulunmaktadır [2-5]. Endresen vd. balast suyu değişimiyle ilgili yaptıkları çalışmada, balast suyu miktarı, balast suyu değiştirme periyodu, gemi güvenliği, bölgesel durumlara göre ekolojik riskleri göz önünde bulundurmuşlardır. Bazı rotalarda kabul edilemez ölçüde risk olması sebebiyle balast suyu arıtımının kaçınılmaz olduğunu belirtmişlerdir [6]. Talay vd. gemilerden kaynaklı CO_2

1 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 383 29 36, e-posta: vbashan@yildiz.edu.tr
2 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 383 29 40, e-posta: hisonmez@yildiz.edu.tr
3 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 383 29 50, e-posta: ggonca@yildiz.edu.tr

emisyonlarını azaltmaya yönelik gemilerde enerji verimliliğinin arttırılması amacıyla uygulanabilecek yöntemleri incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada, pervanenin ürettiği güç azaltılmadan, seyir emniyeti açısından geminin stabilitesinin sağlanmasının öncelikli olduğunu ve balast miktarının buna göre optimize edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir [7]. Benzer şekilde 2 Mart 2012'de MEPC.213(63) Ek 9'da kabul edilen "Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı'nın (SEEMP) geliştirilmesine yönelik 2012 yılı kılavuzlarında, optimum balast koşullarını belirlerken geminin BWM planında belirtilen limitlere, koşullara o gemi için dikkat edilmesi gerektiği ve balast koşullarının; dümen kabiliyeti ve otomatik pilot ayarları üzerinde önemli etkisi olması sebebiyle daha az balast suyunun en yüksek verimlilik anlamına gelmediği önemle vurgulanmıştır [8]. Zhiqiang vd. kombine ısı sağlama sistemlerinde yer altı su pompalarının enerji tüketimlerinin optimum yük dağılım oranlarında olmasının yatırım maliyetlerini ve aynı zamanda toplam enerji tüketimlerini azaltacağını belirtmişlerdir [9].

Bu çalışmada, diğer çalışmalardan farklı olarak, balast suyu operasyonlarının ekonomik ve ekolojik boyutu incelenmiştir. Balast pompalarının çalışma maliyetleri, balast pompalarının çalıştırılmasından kaynaklı salınan emisyon miktarları hesaplanmıştır. Bu kapsamda, balast pompalarının hangi yük aralıklarında daha ekonomik çalışacağı gösterilmiştir. Dolaylı olarak bu yük aralıklarında emisyonlardaki artışın azaldığı grafiklerle ortaya konmuştur.



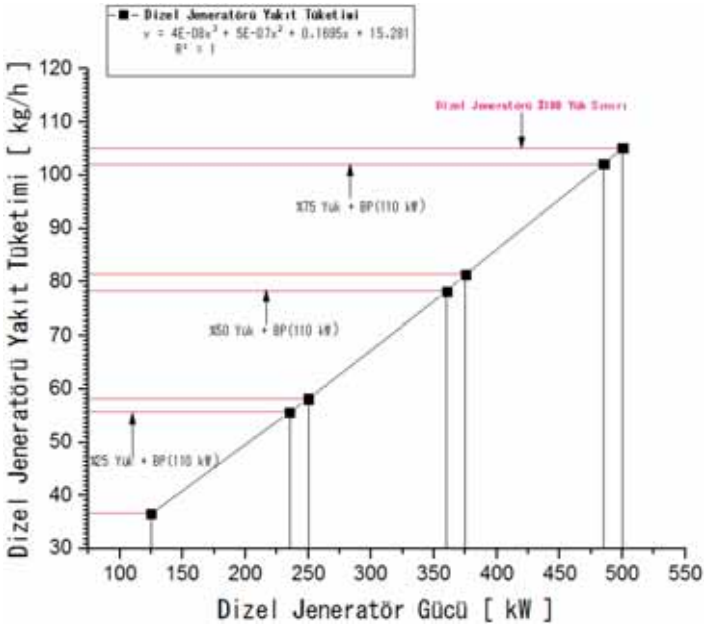
Şekil 1. Balast değişimi için belirlenmiş a)doldur-boşalt b)taşırma yöntemi D-1 standartları [10]

Tablo 1. Çalışmada kullanılan M/V İnce İnebolu gemisinde kullanılan diğer pompalar ve teknik özellikleri

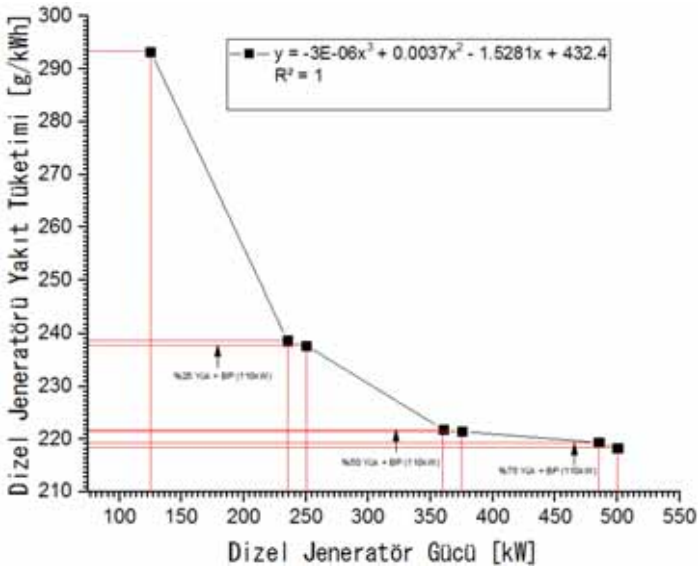
Pompa İsmi	Model	Kapasite (m^3/h)	Maksimum Basınç (MPa)	Güç (kW)	Devir (rpm)	Çap (mm)
No.1 No.2 Ana tatlı su soğutma pompası	RV-80J	68	0.29	11	1730	100
No.1 No.2 deniz suyu soğutma pompası	RVD-450E	480	0.25	50	1765	250
No.1 No.2 Besleme suyu pompası	WYU-2Y	2	0.98	5.5	3440	50x32
No.1 No.2 Tatlı su pompası	UHY-5J	8	0.49	3.7	3490	32
Yangın & Genel servis pompası	VSK-150L	200/100	0.25/0.64	37	1755	200
Yangın, Sintine & Balast pompası	VSK-150L	200/100	0.25/0.64	37	1755	200
Hava kuleri temizleme pompası	HLY-2D	1	0.2	0.75	3360	32
No.1 No.2 Ana ana yağlama pompaları	SMK-200H	190	0.4	55	1765	200
No.1 No.2 Kemşaft yağlama pompası	M-7, 5B	6.2	0.24	2.2	1140	65x50
Yağlama yağı transfer pompası	M-5B	5	0.34	2.2	1140	65x50
No.1 seperatör yağlama yağı besleme pompası	M-2B	1.2	0.25	0.75	1140	40x32
No.2 seperatör yağlama yağı besleme pompası	M-05B	0.43	0.25	0.4	1100	25x20
No.1 No.2 Fuel Oil besleme pompası	M-3B	2.7	0.39	1.5	1130	50x40
No.1 No.2 Fuel Oil sirkülasyon pompası	MA-6BN	6.8	0.59	5.5	1150	65x50
HFO transfer pompası	MV-25B	20	0.34	7.5	1140	65x50
Dizel oil transfer pompası	M-5B	5	0.34	2.2	1140	65x50
Sintine pompası	HP-2A	2	0.34	1.5	1710	32

2. Balast Pompası Yakıt Tüketiminin Belirlenmesi

Tablo 1 incelendiğinde; balast pompasının gemideki diğer pompalarla karşılaştırıldığında en yüksek güç tüketimi yapan pompa olduğu görülecektir. Dolayısıyla analiz, balast pompası üzerinden yapılmıştır. Gemide balast pompalarının enerji ihtiyacı diğer tüm yardımcı makineler gibi jeneratörlerden sağlanmaktadır. Jeneratörleri tahrik eden dizel motorlarının yüke bağlı yakıt tüketiminin hesabında değişik yükler için yakıt tüketimi verilerinin yer aldığı fabrika test değerlerinden faydalanılmıştır. Ara değerlerdeki yüklerde yakıt tüketiminin hesaplanması için Excel'de Eğilim/Regresyon türü 3. dereceden polinom seçilerek R^2=1 tam uyumlu denklem uydurulmuştur. Gerçek bir gemiye ait, makine modeli 6DC-17A x 500 kW olan DAIHATSU marka bir jeneratöre ait yakıt sarfiyat değerleri kullanılmıştır. 125 kW için yakıt tüketimi 36.6 kg/h, 250 kW için 58.2 kg/h, 375 kW için 81.4 kg/h, 500 kW için ise 105.1 kg/h 'dir. Aşağıda ara değerlerdeki yakıt tüketimini hesaplayabilmek için jenaratör dizelin yüke bağlı yakıt sarfiyatlarından regresyon analizi ile bulunan denklem ve bu denkleme göre çizilen grafik bulunmaktadır (Şekil 2). Aynı şekilde g/kWh cinsinden yakıt tüketimi de Şekil 3'te gösterilen grafik ve fonksiyonla bulunmuştur.



Şekil 2. Dizel jeneratörünün çektiği güce göre yakıt tüketiminin kg/h cinsinden belirlenmesi



Şekil 3. Dizel jeneratörünün çektiği güce göre yakıt tüketiminin g/kWh cinsinden belirlenmesi

M/V İnce İnebolu gemisine (52376 DWT) ait tüm balast tanklarının kapasiteleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. M/V İnce İnebolu gemisine ait balast tanklarının kapasiteleri

Balast Tankı	**Kapasite (m^3)**	
Baş Pik	1590.6	
No:1 BTM.	İskele	809.8
	Sancak	809.8
No:1 T.S. & BTM.	İskele	1187.6
	Sancak	1187.6
No:2 BTM.	İskele	1101.7
	Sancak	1101.7
No:2 T.S. & BTM.	İskele	1663.7
	Sancak	1663.7
No:3 BTM.	İskele	698.7
	Sancak	698.7
No:3 T.S. & BTM.	İskele	1218.9
	Sancak	1218.9
No:4 BTM.	İskele	667.0

	Sancak	667.0
No:4 T.S. & BTM.	İskele	1232.6
	Sancak	1232.6
No:5 BTM.	İskele	798.4
	Sancak	798.4
No:5 T.S. & BTM.	İskele	1317.5
	Sancak	1317.5
Kıç Pik Tank	576.2	
Ara Toplam	**15407.1**	
No:3 Kargo Balast	13522.9	
Balast Toplamı	28930.0	

2.1.Balast pompası özellikleri

Hesaplamaların yapıldığı M/V İnce İnebolu kuru yük gemisinin balast pompasının görseli Şekil 4'te gösterilmiştir. Bu pompanın teknik özellikleri ise Tablo 3'te gösterilmektedir.

Tablo 3. Balast pompası teknik özellikleri [11]

Santrifüj Balast Pompası	**Özellikler**
Üretici - Marka – Model	HSN-KIKAI KOGYO RVD-900 E
Tip	Vertikal
Kapasite	950 m^3/h
Maksimum Basınç	0.25 MPa
Güç	110 kW
Devir	1770 rpm
Çap	350 mm

Şekil 4. RVD-900E balast pompası [11]

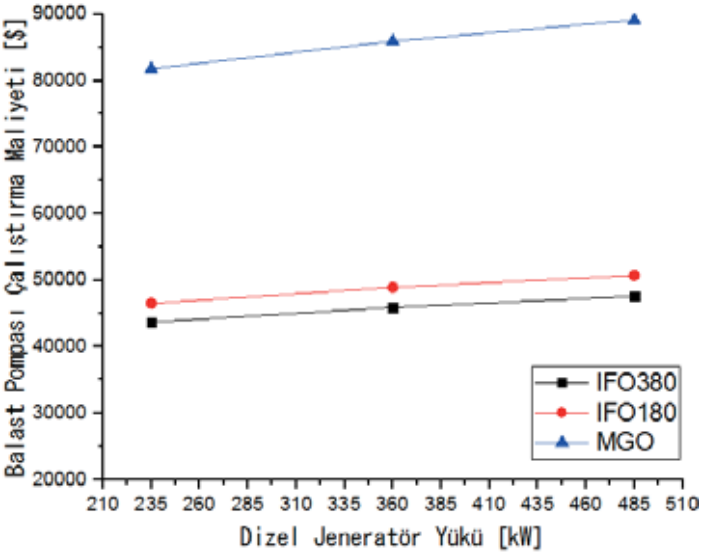
3. Balast Pompası Çalıştırma Maliyetinin Hesaplanması

Balast tankları toplam hacmi V (m^3)
Balast pompası kapasitesi $\dot{V}$ (m^3/h)
Filodaki gemi sayısı n
Balast pompası yakıt tüketimi m (kg/h)
Balast değiştirme sayısı b
Yakıt ortalama fiyatı P ($/kg)
Balast pompası yakıt tüketimi

$$m=4x\ 10^{-7}\left[\left({P_{G+B}}^3-{P_G}^3\right)-3\ P_{G+B}\ P_G(P_{G+B}-P_G)\right]+5\ x10^{-6}\left[{P_{G+B}}^2-{P_G}^2\right]+0.1695\ [P_{G+B}-P_G] \quad (1)$$

Balast pompasının çalıştırma maliyetinin hesaplanması (C)

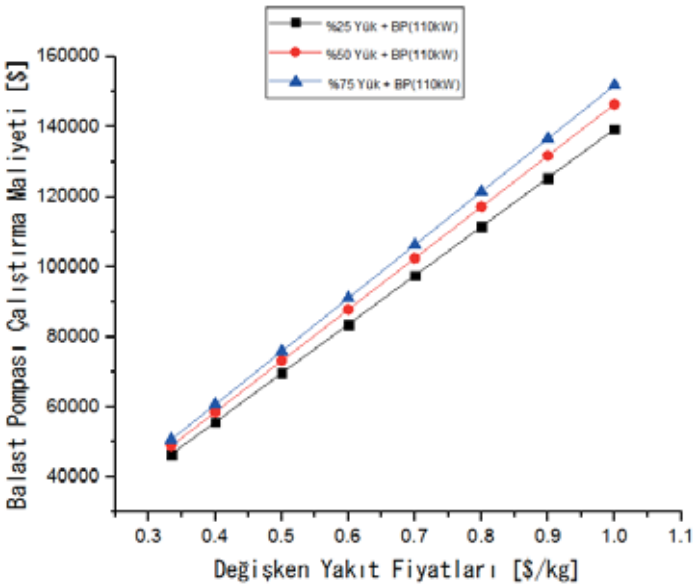
$$C=\frac{V}{\dot{V}}\times n\times m\times b\times P \quad (\$) \quad (2)$$



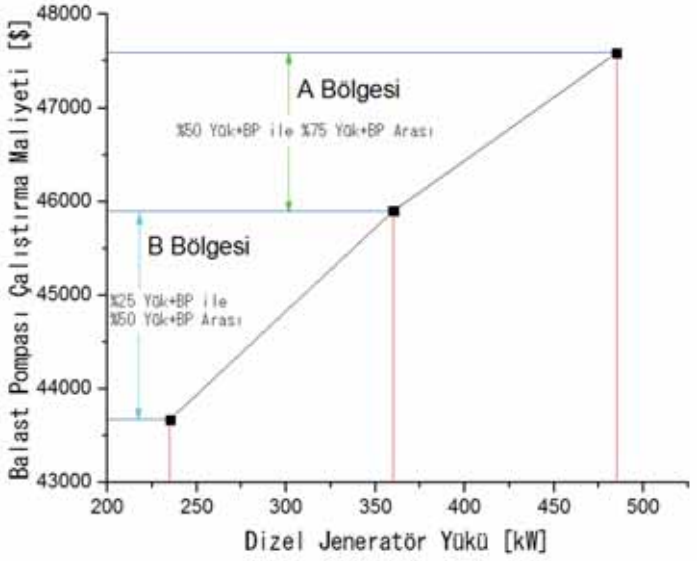
Şekil 5. Değişken yüklerde balast pompasının farklı yakıtlarla çalıştırılmasının maliyeti

Şekil 5'te 3 farklı jeneratör yükünde (%25, %50, %75) balast pompasının devreye alınmasının değişik yakıtlar kullanılması durumunda çalıştırma maliyeti hesaplanmıştır. P değeri; Singapur, Roterdam, Houston, Füceyre, Los Angeles, Hong Kong, İstanbul, Newyork, Rio de Janeiro, Pire, Cebelitarık'daki yakıt fiyatlarının ortalaması alınarak hesaplanmıştır [12]. b değeri yıllık 24, n değeri tüm çalışma boyunca filo için 10 kabul edilmiştir.

Aşağıda, Şekil 6'da görüldüğü üzere balast pompası çalıştırıldığı zaman jeneratördeki toplam yük, dolayısıyla toplam yakıt tüketimi beklenildiği gibi artış gösterecektir. Yakıt fiyatlarının artmasına paralel olarak balast pompası çalıştırılma maliyeti de artacaktır.

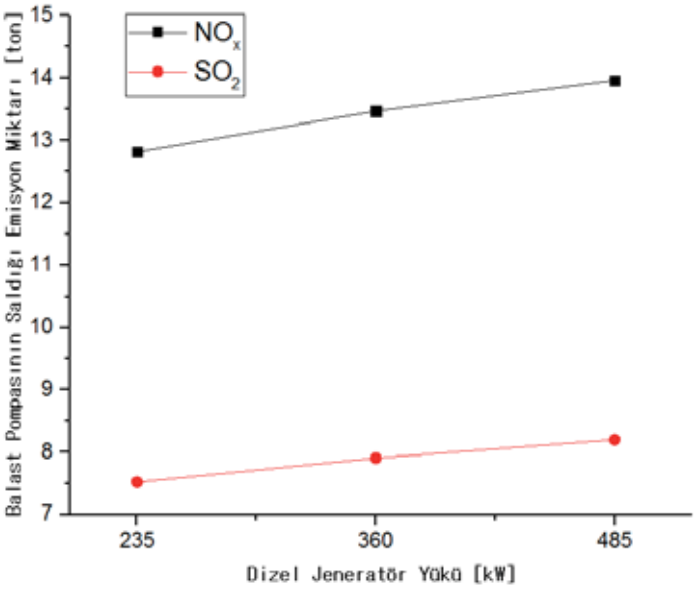


Şekil 6. 1 Yılda 12 kez balast doldurma ve 12 kez boşaltma operasyonu yapan filonun (n=10) değişken yüklerde, değişken yakıt fiyatları için maliyeti



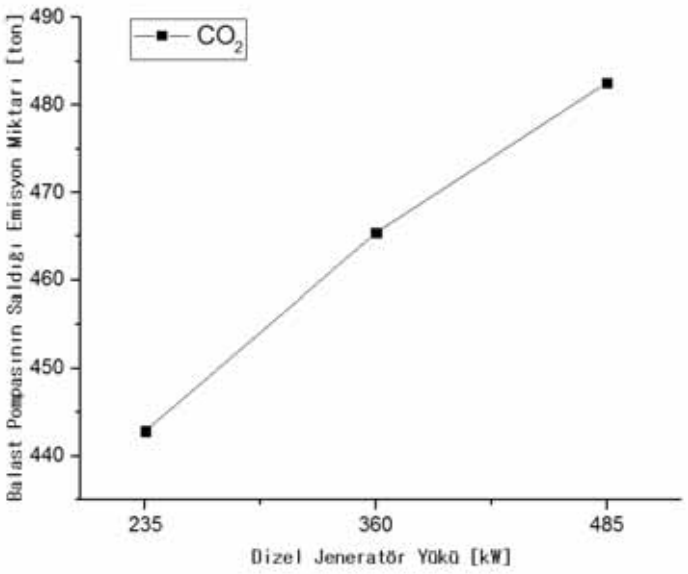
Şekil 7. %25,%50 ve %75 yüklerde balast pompası(BP) çalıştırılmasının ekonomik analizi

Şekil 7'de jeneratörün IFO380 yakıt kullandığı durumlarda, jeneratör yüklerinin sırasıyla %25, %50 ve %75 (125kW, 250kW ve 375 kW) olduğu durumlarda balast pompasının devreye alınmasının maliyeti belirlenmiştir. Dizel motorlarda yük arttıkça yakıt tüketiminin arttığı bilinen bir gerçektir. Ancak, yüksek yüklerde (örneğin 250kW ile 500 kW arasında) devreye alınan balast pompasının yakıt tüketiminde sebep olduğu artış; düşük yüklerde (örneğin 125kW ile 250 kW arasında) devreye alınan balast pompasının yakıt tüketiminde sebep olduğu artıştan daha düşüktür. Şekilden görüldüğü üzere, balast pompasının A bölgesinde çalışması B bölgesinde çalışmasından daha ekonomiktir.

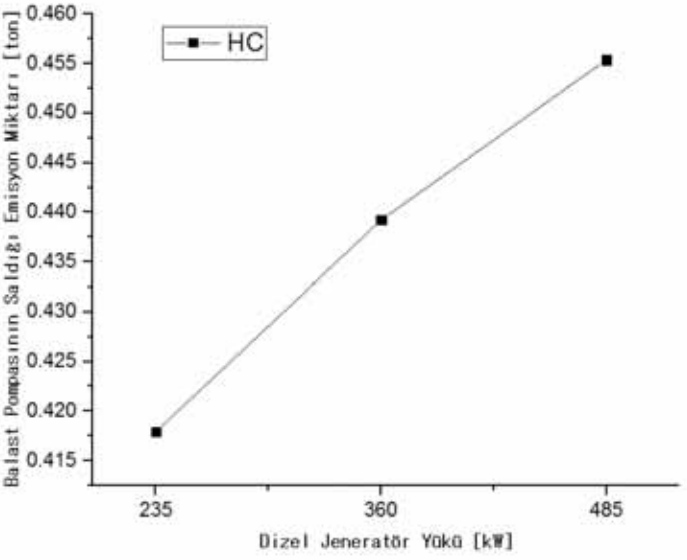


Şekil 8. %25, %50 ve %75 yüklerde balast pompası (BP) kaynaklı salınan NO_x ve SO_2 miktarları

Şekil 8, 9 ve 10'da NO_x, SO_2, CO_2 ve HC emisyonlarının dizel jeneratör yüküne bağlı değişimi gösterilmiştir. Dizel jeneratör yükleri yatay eksende sırasıyla %25, %50 ve %75 yüklerde balast pompasının devreye alınmasıyla oluşan yüklerdir. Dikey eksen ise sadece balast pompasından kaynaklı salınan emisyon miktarlarıdır. Görüldüğü gibi toplam emisyon jeneratör yüküne bağlı olarak artmasına rağmen; artış oranı, yüksek yüklerde daha düşüktür. Dolayısıyla üretilen birim enerji başına yayılan emisyon miktarları da yüksek jeneratör yüklerinde daha düşüktür.
Emisyon faktörleri kuru yük gemileri için Entec'den alınmıştır [13].



Şekil 9. %25, %50 ve %75 yüklerde balast pompası (BP) kaynaklı salınan CO_2 miktarları



Şekil 10. %25, %50 ve %75 yüklerde balast pompası (BP) kaynaklı salınan HC miktarları

4. Sonuçlar

M/V İnce İnebolu gemisine ait veriler kullanılarak yapılan çalışmada, balast pompasının çalıştırılmasının ekonomik ve ekolojik analizi yapılmıştır. Balast pompası gemideki diğer pompalarla karşılaştırıldığında en yüksek güç tüketimi yapan yardımcı makinedir. Dolayısıyla analiz, balast pompası üzerinden yapılmıştır. Çalışma sonucunda, yüksek yüklerde fazla güç çeken ekipmanların (örneğin balast pompasının) devreye alınmasının daha ekonomik olduğu görülmüştür. Pompanın çalıştırılmasından kaynaklı emisyon miktarlarındaki artış, yüksek yüklerde birim enerji başına düşmektedir. Böylelikle yüksek yüklerde yapılan balast operasyonunun ekonomik olmasının yanı sıra ekolojik açıdan da daha iyi olduğu görülmüştür. Özel durumlar dışında, yüksek güç tüketen makinelerin yüksek jeneratör yüklerinde devreye alınması ekonomik olması açısından önemlidir.

Terimler

P_{G+B}= Dizel jeneratörün balast pompası çalışıyorken çektiği güç
P_G = Dizel jeneratörün balast pompası çalışmıyorken çektiği güç

Teşekkür

İnce Denizcilik A.Ş. ve DPA & Teknik Müdür, Sayın Ahmet Yaşar CANCA'ya analiz için gerekli verilerin temininde gösterdikleri destek ve katkılar için teşekkür ederiz.

5. Kaynaklar

[1] American Bureau of Shipping ballast water exchange. July 2010.

[2] Yongming, S., Shuhong, S., 2012. The Study of Ships Ballast Water Replacement Monitoring at Sea Based on MCU. Procedia Environmental Sciences 12, 199–205.

[3] Leichsenring, J., Lawrence, J., 2011. Effect of mid-oceanic ballast water exchange on virus-like particle abundance during two trans-Pacific voyages. Marine Pollution Bulletin 62, 1103–1108.

[4] McCollin, T., Shanks, A.M., Dunn, J., 2007. The efficiency of regional ballast water exchange: Changes in phytoplankton abundance and diversity. Harmful Algae 6, 531–546.

[5] Werschkun, B., Banerji, S., Basurko, O.C., David, M., Fuhr, F., Gollasch, S., Grummt, T., Haarich, M., Jha, A.N., Kacan, S., Kehrer, A., Linders, J., Mesbahi, E., Pughiuc, D., Richardson, S.D., Schwarz-Schulz, B., Shah, A., Theobald, N., von Gunten, U., Wieck, S., Höfer, T., 2014. Emerging risks from ballast water treatment: The run-up to the International Ballast Water Management Convention. Chemosphere 112, 256–266.

[6] Endresen, Ø., Lee Behrens, H., Brynestad, S., Bjørn Andersen, A., Skjong, R., 2004. Challenges in global ballast water management. Marine Pollution Bulletin 48, 615–623.

[7] Talay A. A., Deniz C., Durmuşoğlu Y., 2014. Gemilerde Verimi Arttırmak İçin Uygulanan Yöntemlerin CO_2 Emisyonlarını Azaltmaya Yönelik Etkilerinin Analizi. Journal of ETA Maritime Science Vol. 2, No. 1, (2014), 61-74.

[8] Türk Loydu, " Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planının (SEEMP) Geliştirilmesine Yönelik 2012 Kılavuzları " Mart, 2012.

[9] Zhiqiang, K., Qin, M., Xue, Y., Guohui, F., Hongbo, F., Yixian, Z., 2016. Analysis of the Energy Consumption and Economic for Combined Heating Supply System Based on Groundwater Heat Pump and Boiler Plant. Procedia Engineering 146, 530–535.

[10] International Convention for the Control and Management of Ships' Ballast Water and Sediments (BWM), 13 Şubat 2004.

[11]Hsn-Kikai Kogyo Ltd. RVD Model Centrifugal Pump, http://www.hsn-kikai.com/products/data_pump_entry/rvd.pdf , 2 Eylül 2016.

[12] Wolrd Bunker Prices, http://shipandbunker.com/prices , 2 Ekim 2016.

[13] European Commission Directorate General Environment, Service Contract on Ship Emissions: Assignment, Abatement and Market-based Instruments, http://ec.europa.eu/environment/air/pdf/chapter2_ship_emissions.pdf , 1 Ekim 2015.

GEMİ ATIK YÖNETİMİ VE ATIK YAKMA ÜNİTELERİNİN TEKNİK STANDARTLARI ÜZERİNE BİR ÇALIŞMA

Murat YAPICI[1] ve Nurten VARDAR[2]

ÖZET

Deniz taşımacılığının en çok tercih edilen taşımacılık yöntemi ve artan miktarı gemilerden kaynaklanabilecek kirliliklerin en aza indirilmesini gerektirmektedir. Gemilerin ürettiği atıkların çevreye olan olumsuz etkilerinin en aza indirilmesi için hem liman tesislerine hem de gemilere önemli rol düşmektedir. Uzun seyir süreleri, liman atık alım tesislerinin yetersizliği özel bölgeler dışında çöplerin gemi bünyesinde sağlıklı bir şekilde yakılmasını zorunlu kılmıştır. Atıkların hem denizi kirletmemesi hem de yanma sonucunda atmosfere en az kirletici gazın salınma isteği titiz bir operasyon sürecini gerektirmektedir. Bu titiz operasyonun sürekliliği için gemiye kurulan ünitelerin teknik standartlarının olması şarttır. Çalışmada gemi atık yönetimi kavramına bağlı olarak atık yakma ünitelerinin gerekli standartları ve bu standartlara bağlı olarak operasyonların yürütülmesi incelenmiştir. Yanlış veya eksik operasyon sonucunda hem gemiye hem de çevreye verilebilecek zararlar ile ilgili önerilerde bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Gemi Atıkları, Atık Yakma Kazanı, Marpol 73/78.

1.Giriş

Deniz ticareti yıllardan beri en çok tercih edilen taşıma modudur. 2015 yılında 10 milyon ton yük denizyoluyla taşınmıştır [1]. Bir önceki yıla göre yarım milyonluk bir artışın oluştuğu sektörde son 10-15 yılda artan çevre odaklı kurallar ile gemi kaynaklı kirliliklerin azaltılması hedeflenmiştir [2]. Bu anlamda MARPOL 73/78 (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships-Gemi Kaynaklı Kirliliği Önleme Uluslararası Konvansiyonu) sözleşmesinin maddelerinde önemli değişiklikler yapılmıştır.

Gemiler aktif seyir ve liman süresince atık üretmektedirler. Bu atıkların; makine dairesinde, yükleme sonucunda ambarlarda yıkama veya yük artıkları veya yaşam mahalinde personel tarafından üretilen yaşamsal atıklardır. Dünya denizlerinde 2016 yılı itibariyle yaklaşık 49000 geminin faaliyet gösterdiği ve bu gemilerin toplam tonajının yaklaşık 1.8 milyar DWT olduğu düşünüldüğünde gemi kaynaklı oluşabilecek atıklarının gemi bünyesinde imhası, liman tesislerine verilmesi ve doğru yerde depolanması önem kazanmaktadır [2,3].

Bir geminin aktif olarak kullanıldığı süre içerisinde üretilen atıklar katı ve sıvı atıklar olarak incelenebilir. Her iki atık halinin de gemi bünyesinde yakılması için bir üniteye ihtiyaç

1 Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Doktora Öğrencisi, e-posta: uppermurat@hotmail.com
2 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , e-posta: vardar@yildiz.edu.tr

bulunmaktadır. Bu ihtiyaç için gemilere atık yakma kazanı, incineratör, çöp yakma kazanı gibi farklı isimlerde anılan üniteler yerleştirilmektedir. Gemilere yerleştirilen bu üniteler sayesinde farklı katı çöp atıklarının yanında slac (çamur) adı verilen petrol türevli atıkların yakılması gerçekleşmektedir.

1.1. Katı atıkların toplanması ve yakılması

Gemilerin ürettiği katı atıkların gemi bünyesinde yakılması için öncelikle çöplerin iyi bir şekilde türlerine göre ayrıştırılmış olması gerekmektedir. Bu ayrışmanın belli kurallara göre yapılması gereklidir.

MARPOL 73/78 konvansiyonu Ek 5 kurallarına göre 100 grt ve üzeri, 15 ve üzeri yolcu taşıyan gemilerin kendilerine ait çöp yönetim planı olmak zorundadır. Ayrıca 400 grt ve üzeri, 15 ve üzeri yolcu taşıyan gemiler çöp kayıt defteri tutmakla yükümlüdürler [4]. Çöp yönetim planı ile toplama, kategorize etme, depolama ile gemilerde oluşan atıkların en aza indirilmesi amaçlanmıştır.

Gemide oluşan atıkların kategorileri çöp yönetim planına göre Tablo 1'de verilmiştir. Farklı kategorilerde verilen bu atıklar, çöp toplama merkezlerine verilmekte, gemide yakılmakta yada denize belli şartlar dahilinde dökülebiliyorsa denize dökülmektedir. Yapılan tüm bu işlemler çöp kayıt defterine işlenmek zorundadır.

Tablo 1. Çöp Kategorileri [4].

Kategori	Kategori Rengi	Atık Tipi
A	Siyah	Plastik
B	Mavi	Yemek Atıkları
C	Kırmızı	Evsel Atıklar
D	Kahverengi	Pişirme Yağları
E	Gri	Çöp Yakma Kazanı Külü
F	Yeşil	Operasyonel Atıklar
G	Sarı	Yük Atıkları
H	-	Hayvan Ölüsü
I	-	Balık Tutma Ağları

Gemi bünyesinde çeşitli bölgelerde konumlandırılan farklı renk kodlarına sahip çöp kutularında toplanan atıklar kimi zaman liman tesisine verilmekte, kimi zaman da gemi bünyesinde yakılmaktadır. Farklı harflere göre ayrılan ana atık tiplerinin altında detaylı sınıflandırmalar bulunmaktadır. Örneğin; F kategorisi olan operasyonel atıklarda sadece yağlı bezler, boş bataryalar, revir atıkları, payroteknikler, boş boya kutuları gibi.

Tablo 2. Gemide Bazı Çöplerin Yakılması [4,5].

Çöp Çeşidi	Yakma İşlemi Öncesi Yapılacaklar	Yanma Özellikleri				Atık Alanı
		Yanma Düzeyi	Hacimsel Değişim	Son Atık	Hava Yayılımı	
Kağıt Kaplama, yiyecek kapları	Minimum işlem sonrası yakma ünitesine yerleşim	Yüksek	>%95	Kül	Zararsız duman	En az
Fiber ve preslenmiş kağıt	Minimum işlem sonrası yakma ünitesine yerleşim	Yüksek	>%95	Kül	Yakma ünitesine bağlı olarak zararlı duman	En az
Plastik ambalaj, yiyecek kapları	Minimum işlem sonrası yakma ünitesine yerleşim	Yüksek	>%95	Kül	Yakma ünitesine bağlı olarak zararlı duman	En az
Plastik kaplama, balık ağı, ip ve yük artıkları	Orta düzeyde işlem sonrası yakma ünitesine yerleşim	Yüksek	>%95	Kül	Yakma ünitesine bağlı olarak zararlı duman	En az
Plastik Hortum ve yük artıkları	Yüksek düzeyde işlem sonrası yakma ünitesine yerleşim	Yüksek	>%95	Kül	Yakma ünitesine bağlı olarak zararlı duman	En az
Metal yiyecek ve içecek kapları	Minimum işlem sonrası yakma ünitesine yerleşim	Düşük	<%10	Cüruf	Zararsız duman	Orta
Metal yük, büyük kutular ve kalın metaller	Yüksek düzeyde işlem sonrası yakma ünitesine yerleşim	Düşük	<%5	Metal parçaları ve cüruf	Zararsız duman	En fazla
Cam yiyecek ve içecek kutuları	Minimum işlem sonrası yakma ünitesine yerleşim	Düşük	<%10	Cüruf	Zararsız duman	Orta
Ağaç ve ağaç türevleri	Minimum işlem sonrası yakma ünitesine yerleşim	Yüksek	>%95	Kül	Zararsız duman	En az

Gemide katı atıkların yakılması sonucunda yakılan çöpün son hacminde ve son halinde değişmeler olmaktadır. Ayrıca atmosfere yaydığı gaz ve dumanda değişiklikler bulunmaktadır. Tablo 2'de gemide atık yakım ünitelerinde yakılan bazı çöpler sonucunda oluşan etkiler görülmektedir.

Marpol 73/78 kurallarına göre atık ünitelerinde yakılacak katı atıklar için bazı limitler getirilmiştir. Bu limitlere göre yakılacak katı atıkların %50 yiyecek atığı, %50 diğer çöp atıklarından oluşması gerekmektedir. Diğer % 50 çöp atıkları olarak belirtilen miktarın %10'u bez, %20'si plastik, %30'u kağıt, %40'ı mukava ve kartonlardan oluşmalıdır. Tablo 3' de gemi bünyesinde yakılacak atıkların içerik limitleri görülmektedir [5,6,7].

Tablo 3. Gemi Bünyesinde Yakılacak Katı Atık İçeriği [6,7].

İçerik	%
Yiyecek Atığı	50
Çöp Atığı	50
• Kağıt	30
• Mukava, Karton	40
• Bez	10
• Plastik	20

Kara tesislerinde sıklıkla kullanılan atık yakım ünitelerinde yakılan çöplerin yanma sonucunda atmosfere yaydıkları zararlı gazların en aza indirilmesi için çalışmalar halen sürmektedir. Özellikle NO_X gibi zararlı gazların indirgenmesi için modern atık yakma ünitelerinde SCR (Selective Catalytic Reduction) olarak bilinen seçici katalitik indirgeme donanmları kullanılmaktadır [8,9,10]. Bu sayede NO_X değerleri Avrupa ülkelerinde emisyon limitlerinin altında olmasını sağlamıştır.

Kara tesislerinde yanan atıklar sonucunda ısı elde edilerek tekrar enerjiye dönüşümü sağlanmıştır. Gemi ünitelerinde henüz seçici katalitik indirgeme sistemlerine rastlanmamaktadır. Ayrıca 1970'li yıllarda üretilen farklı atık yakma ünitelerinde gemi ana kazanlarınla birlikte kompozit dizaynlar bulunmaktadır. Özellikle sıvı atıkların yakılmasında önemli bir enerji kaynağı olan bu uygulamaya günümüzde rastlanmamaktadır [11,12]. Tablo 4'te çeşitli atıkların kalorifik değerleri verilmiştir.

Tablo 4. Çeşitli Gemi Atıklarının Kalorifik Değerleri [4,5].

Atık Türü	kJ/Kg	Kcal/kg
Yiyecek	5700	1360
Kağıt	14300	3415
Bez	15500	3700
Plastik	36000	8600
Yağ-Yakıt Slacı	36000	8600
Pis Su (Katı) Atığı	3000	716

1.2. Sıvı atıkların toplanması ve yakılması

Gemiler sefer halindeyken ciddi derece sıvı atık üretmektedir. Bu sıvı atığın başlıca nedeni ağır yakıtların ayrıştırılması ve yakılması sonucunda oluşmasıdır. Genellikle fuel oil yakıtı kullanıldığında 180 cst veya 380 cst olmasına göre %1-%2 arasında slac üretilmektedir. Tablo 5'te farklı gemilere ait günlük slac üretim miktarları bulunmaktadır [13].

Tablo 5. Çeşitli Gemilerin Slac Üretimi [13].

Gemi Tipi	Gemi Gücü	Hızı	Günlük Yakıt Harcamı	Üretilen Slac
Genel Kuru Yük (15000 DWT)	5200 HP	14 kts	15 ton/gün	0.2 m^3/gün
Kuru yük (20.000 DWT)	7500 HP	12 kts	20 ton/gün	0.25 m^3/gün
LPG (35.000 m^3)	10000 HP	17 kts	35 ton/gün	0.4 m^3/gün
Tanker (300.000 DWT)	30000 HP	15 kts	95 ton/gün	1 m^3/gün
Büyük Konteyner Gemisi	50000 HP	25 kts	180 ton/gün	2 m^3/gün

Gemide scavenge mahalinde biriken atıkların dreyn edilmesi, yakıtın seperatörlerden geçirilmesi, ana makine üzerindeki dreynler slac tankta toplanır. Sintine seperatöründen geçirilen ancak kirli olan sintine suları slac tanka alınmaktadır. Ayrıca atık olarak kabul edilen kirli yağlar da slac tanka alınır.

Gemide slac miktarını arttıran en önemli etken, seperatörlerin düzensiz çalışması nedeniyle temiz yakıtı yakıt servis tankı yerine slac tankına göndermesidir. Bunun yanında seperatörlerin ayrışma sonucu bünyesinde biriken katı partikülleri bertaraf etmek için kullandığı suların slac tankta oluşturduğu artmadır.

Slac tankında bulunan atık ısıtılarak atık yakma ünitesinin servis tankına alınır. Bu bölümde içerisindeki su ısıtılarak buharlaştırılır. Yakılmaya hazır hale getirilir. Atık yakma ünitelerinde yakılacak olan sıvı atığın Tablo 6'da belirtilen içeriğe yakın olması istenir.

Tablo 6. İdeal Slac İçeriği [5,7].

İçerik	%
Yakıt Slacı	75
Yağlama Yağı Atığı	5
Su emülsiyonu	20

2. Gemi Bünyesindeki Atık Yakma Ünitelerinin Üretim Standartları

Gemide biriken katı ve sıvı atıkların yakılması için dizayn edilen ünitelerin atıkları mümkün olduğu kadar sağlıklı yakması bunun yanında yangın tehlikesine karşı emniyetli olması amaçlanır. Atıkların yakılması esnasında yakalanan en fazla sıcaklık 1200 C^0 olmalıdır. Üniteler demirin erime sıcaklığı olan 1538 C^0'ye ulaşmaması bu şekilde sağlanarak ünitenin korunması sağlanır. Sıcaklığın üst limit değerlerine ulaşması alarm vererek ünitenin kendini durdurması ile sağlanır.

Tablo 7. Test Esnasında Beklenen Emisyon Standartları [5,7].

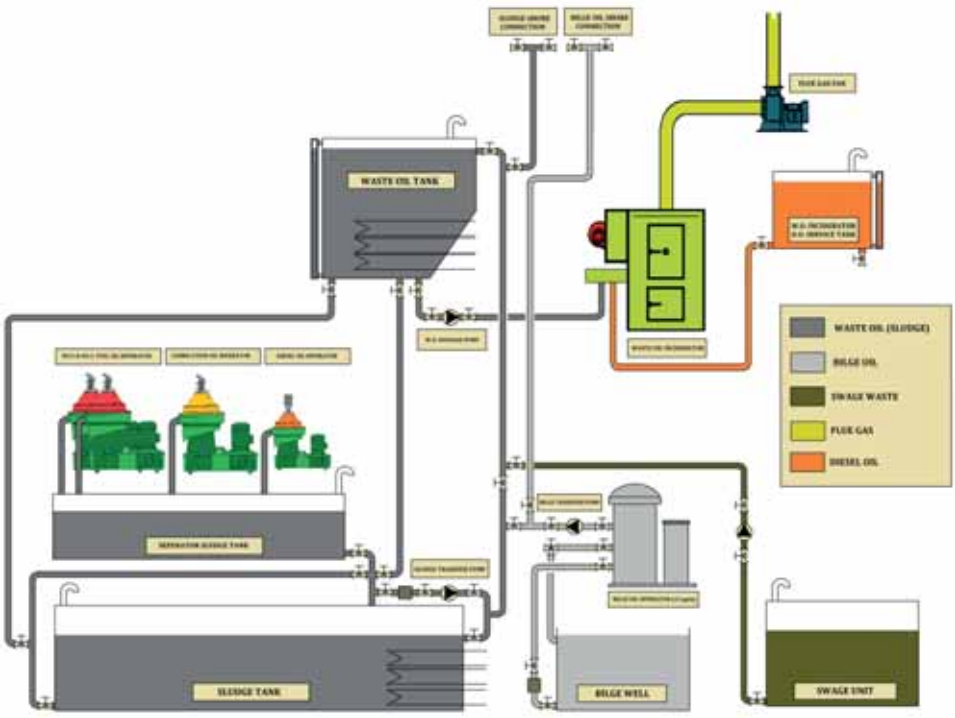
İşletim Konusu	İşletim Limiti
Yanma Mahalinde O_2	6-12 %
Baca Dumanında CO	200 mg/MJ
En fazla Kurum Miktarı	% 20
Yanmamış kül vb.	%10
Yanma Mahali Gaz Çıkış sıcaklığı	850-1200 C^0

Tablo 7'de atık yanmasında beklenen kriterler görülmektedir. Ünitelerin işletim sıcaklığı 850-1200 C^0 arasında tutulmalıdır. Ünitede yakılan sıvı atıklar için slac viskozitesi nedeniyle ilk etapta yanması güç olacaktır. Bu nedenle ısıtılması ve içerisindeki suyun ayrıştırılması gereklidir. Şekil 2.'de görülen gemi atık yakma sürecinde içerisindeki sudan ayrıştırılan atıklar ünitede ilk olarak diesel oil ile yakılır. Tablo 8'de görülen ön ısıtma sıcaklığı olan 650 C^0'ye ulaştıktan sonra bir süre slac-diesel oil karışımı sonrasında ise sadece slac yakılması sağlanır. Ünitenin kurallar dahilinde sağlıklı çalışması için çalıştırıldıktan 5 dakika sonra 600 C^0'ye ulaşması beklenir [5,7].

Tablo 8. Atık Yakma Ünitesi İşletim Standartları [5,7].

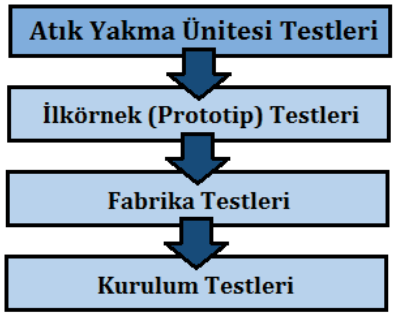
İşletim Durumu	Sıcaklık Limiti
En Yüksek Yanma Mahali Gaz Çıkış Sıcaklığı	1200 C^0
En Düşük Yanma Mahali Gaz Çıkış Sıcaklığı	850 C^0
Ön Isıtma Yanma Mahali Gaz Çıkış Sıcaklığı	650 C^0

Atık ünitesi imalat süreci ve gemiye montajı ile ilgili süreç Şekil 2'de görülmektedir. Öncelikle ünitenin kurallar dahilinde sağlıklı çalışabilmesi için dizayn ve fabrika testleri ile üretilen prototipin kontrolü yapılır. Kullanılan malzemelerin yanma sıcaklıklarına ve elektrik kaçaklarına karşı dayanıklı olması gerekmektedir.



Şekil 1. Gemi Atık Yakma Ünitesi Üretim Süreci.

Özellikle yüksek gerilimin oluştuğu ateşleme sistemi ve ünite koruma alarm sistemlerinin sağlıklı çalışması gereklidir. Atıkların yanma sonucu atmosfere duman ve zararlı emisyon oluşturmaması hedeflenir.



Şekil 2. Atık Yakma Ünitesi Üretim Süreci [5,7].

Ünitenin olası yangınlara karşı ünite otomatik sprinkler ünitesi, sabit yangın söndürme sistemi, sabit yangın algılama sistemleri ile donatılır. Tüm standartları sağlayan gücü 1500 kW'a kadar olan ünitelere onaylı sertifikalar düzenlenir.

3. Sonuç ve Öneriler

Gemi kaynaklı deniz ve hava kirliliği son 20 yılda önemini daha da arttırmıştır. Atıkların toplanması, yakılması, ünitelerin standartları operasyonların standart haline gelmesini sağlamıştır. Gemilerde kullanılan üniteler, artan kural ve standart beklentisini karşılamak amacıyla imal edilmektedirler. Üretilen ünitelerin Uluslararası Denizcilik Örgütü tarafından onaylı olması esastır. Bu anlamda Marpol 73/78 sözleşmesinin standartlarını karşılamayan ünitelerin gemilerde işletilmesi mümkün değildir.

Son yıllarda uzakdoğu ülkeleri gemi ana ve yardımcı güç sistemlerinin yanında gemi yardımcı makinelerini üretmektedir. Ülkemizde henüz yerli üretim atık yakma ünitesinin olmaması da diğer ana ve yardımcı makinelerinin olmaması gibi eksikliktir. Büyük bir teknoloji ve ar-ge gerektirmeyen bu ünitelerin üretilmesi gemi sanayisine katkı sağlayacaktır. Ayrıca birçok gelişmiş ülkede denizciliğin yanı sıra kara tesislerinde de büyük ölçülü üniteler üretilmektedir. Bu anlamda yerli üretim hem denizciliğe hem de kara endüstrisindeki atıkları değerlendirmeye yönelik bir Pazar olmalıdır.

Artan hava kirliliği ile yanan atıkların en az kirlilik için geliştirilen ünite için SCR gibi donanımlar şuan aktif olarak kullanılmamaktadır ancak gelecekte zorunlu olacağı öngörülmektedir. Bu durumda en az hava kirliliğine yol açan sistemlerin geliştirilmesi gereklidir.

Atık ünitelerinin slac atıklarının yanması sonucunda yaklaşık 1100-1200 C^0'lik bir ısı ortaya çıkarmaktadır. Bu ısı değerlendirilememektedir. Bir geminin günlük yakıtının %1'ini atık olarak vermesi bile ciddi bir enerji kaybıdır. Liman ve baca kazanları ile koordineli çalışabilecek ünitelerin geliştirilmesi bu kayıp enerjinin geri kazanımını sağlayacaktır.

Gemilerde işletme açısından ünitenin yedek malzemeleri kritik ekipman olarak değerlendirilmelidir. Olmayan bir yedek malzeme nedeniyle atıkların yakılamaması gemi toplama kapasitesinin artmasına neden olacaktır. Yetersiz liman tesisinin atıkları almaması durumunda gemide sağlıklı seferi engelleyecek miktarda atık olacaktır.

Operasyon sırasında ünitenin yanlış işletilmesi ilk çalıştırma için önemli olan fotoselinin yerinden çıkarılarak sistemin uygun olmayan şekilde çalıştırılması gibi hatalardan kaçınılmalıdır.

Liman devleti denetimleri kapsamında atıklar ünitede yakılmayıp liman tesisine verilse dahi ünitenin test edilip faal tutulması gereklidir. Ünitenin saatlik yakma kapasitesi ve yakılmış atık miktarı ile yağ kayıt defteri ile çöp kayıt defterindeki kayıtlar örtüşmelidir. Aksi halde ünite sağlıklı çalıştırılsa dahi liman devleti denetimlerinde cezai müeyyideyle karşı karşıya kalınacaktır.

4. Kaynaklar

[1] Grote M., and others. "Dry Bulk Cargo Shipping – An Overlooked Threat to the Marine Environment", *Marine Pollution Bulletin*, Volume 110, Issues 1, pp 511-519, 2016.

[2] UNCTAD, 2015. Review of Maritime Transport 2015. United Nations Publication, New York and Geneva (http://unctad.org/rmt).

[3] UNCTAD, 2016. Review of Maritime Transport 2016. United Nations Publication, New York and Geneva (http://unctad.org/rmt).

[4] IMO (International Maritime Organisation). (2012). Guidelines for The Implementation of Marpol Annex V, IMO Publications, London.

[5] Marpol 73/78 ,Consilidated Edition, 2002 , IMO Publications, 2002, ISBN-92-801-5125-8.

[6] IMO (International Maritime Organisation). (2008). Regulations for the prevention of air pollution from ships and Nox Technical Code 2008, IMO Publications, London.

[7] IMO (International Maritime Organisation). (2013). ''Marpol Annex VI and NTC 2008 with guidelines for implementation'' IMO Publications, London.

[8] Caneghem, J.V., Greef, J.D., Block, C., and Vandecasteele, C. "NO_X Reduction in Waste Incinerators by Selective Catalytic Reduction (SCR) Instead of Selective Non Catalytic Reduction (SNCR) Compared From a Life Cycle Perspective: A Case Study", *Journal of Cleaner Production*, Volume 112, pp 4452-4460, 2016.

[9] Barrera, V., and others. "Study of Air Pollution in the Proximilaty of Waste Incinerator", *14th International Conference on Particle Induced X-ray Emission''*, South Somerset West, South Africa, 2015.

[10] Chang, C.Y., and others. "Characteristics of Elements in Waste Ashes from a Solid Waste Incinerator in Taiwan", *Journal of Hazardous Materials*, Volume 165, Issues 1-3, pp 766-773, 2009.

[11] Liu, A., and others. "A Review of Municipal Solid Waste Environmental Standarts with a Focus on Incinerator Residues", *International Journal of Sustainable Built Environment*, Volume 4, Issues 2, pp 165-188, 2015.

[12] Bramati, M.,C. "Waste Production and Regional Growth of Marine Activities an Economic Model", *Marine Pollution Bulletin*, Volume 112, Issues 1-2, pp 151-165, 2016.

[13] (Association Francaise Des Capitaines De Navires. Erişim 15.10.2016) http://www.afcan.org/dossiers_techniques/gestion_dech_huileux2_gb.html

BALAST SUYU YÖNETİMİ SÖZLEŞMESİNİN ETKİLERİ

Aslı YALDIZ ÖZTEKİN[1]

ÖZET

Eylül 2017'de yürürlüğe girecek olan IMO tarafından 2004 yılında hazırlanmış Balast Suyu Yönetimi Sözleşmesi, Sözleşmenin uygulamasına yönelik geliştirilen arıtma sistemleri ve IMO tarafından hazırlanan 14 uygulama kılavuzuna rağmen gri alanlar halen giderilememiş durumdadır. Sözleşmenin gereklilikleri, uygulamaya yönelik mevcut durum, değiştirilme aşamasındaki balast suyu arıtma sistemi onay kılavuzu, balast suyu ile ilgili ağırlaştırılmış ulusal kurallar, sedimanların bertaraftı ve örnek alma işleminin kim tarafından, ne zaman ve nasıl yapılacağı konusundaki belirsizlikler sürmektedir. Devletler sözleşmenin uygulanması için ulusal mevzuat çalışmalarına başlamış olsalar da son Deniz Çevresini Koruma Komitesinden (MEPC) çıkacak kararlar yönlendirici nitelikte olacaktır. Bu makalede, Balast Suyu Yönetimi hakkında genel bilgi, üretilen teknolojilerin durumu, IMO'daki son gelişmeler ve gelecekte karşılaşılacak muhtemel sorunlar incelenecektir.

Anahtar Kelimeler: balast, arıtma sistemleri, sözleşme, uygulama

1.Giriş

İstilacı türlerin ekosisteme, gemilere ve alt yapı tesislerine zarar verdiği tespit edilmiş ve bunların taşınmasında deniz yolu taşımacılığının büyük rolü olduğu fark edilmiştir. Kötü gidişatın önüne geçmek için IMO'da 2004 yılında kabul edilen Balast Suyu Yönetimi Sözleşmesi, gemilerin balast suyu ve tortularının yönetimi ve kontrolü için standartlar ve prosedürler oluşturarak zararlı sucul organizmaların bir bölgeden diğerine yayılmasını önlemeyi amaçlamaktadır[1]. Uygulamadaki zorluklar ve belirsizlikler dolayısıyla Eylül 2016'ya kadar Sözleşme'nin yürürlüğe giriş kriteri olan dünya filosunun en az 35%'ine sahip 30 ülkenin taraf olması sağlanamamıştır. Uygulamanın kolaylaşması için 14 kılavuz yayınlanmıştır ve aktif madde kullanılan ya da kullanılmayan balast suyu yönetimi teknolojileri geliştirilmiştir. Ancak geliştirilen teknolojileri kullanmaya başlayan gemilerden gelen geri dönüşler sebebiyle teknoloji onay testlerinde değişikliğe gidilmesine karar verilmiştir. Bu durum mevcut onaylı ekipmanların uygunluğunun gözden geçirilmesine ve armatörlerin Sözleşme'yi uygulamayı askıya almasına sebep olmaktadır. Amerika'nın kendi kurallarını oluşturması ve sadece kendi ülkesinden tip onayı almış ekipmanlara müsaade edecek olması da Sözleşme ile ilgili bir diğer dar boğaz olmuştur. Sözleşme yürürlüğe girdikten sonra gerçekleştirilen MEPC 70 kararlarına göre henüz uygulamayı ötelemek söz konusu olmamakla beraber uygulamadaki sıkıntılar giderilene kadar cezai yaptırımların hafifletilmesi yolunda gelişmeler söz konusudur.

1 Türk Loydu, Deniz Sektörü, Kural Geliştirme ve Yasal Mevzuat Bölümü, Tel:0216 581 37 00, E-posta: ayaldiz@turkloydu.org

2. Balast Suyu Sözleşmesi

Balast suyu sözleşmesi gereği gemiler balast suyunu ve sedimanlarını onaylı Balast Suyu Yönetim Planı'na uygun olarak yönetmeli ve gemide balast suyu kayıt defteri ve Uluslararası balast suyu yönetimi sertifikası olmalıdır. Sözleşmeye göre 400 GT ve üzeri gemilerde sörvey ve sertifikasyon gerekliliği uygulanmaktadır. Balast suyu yönetimi için iki yöntem belirlenmiştir;

1. Balast suyu değişimi (D-1)
2. Balast suyu arıtma (D-2)

2.1. Balast Suyu Değişimi

Balast suyu değişimi gemiler arıtma sistemi teçhiz edene kadar geçici çözüm olarak kullanılacak olup yürürlüğe girişten sonraki IOPP sertifikasına bağlı ilk yenileme sörveyinde D-2 gerekliliğine uyum gerekmektedir. Limanda alınan suyun açık denizde değiştirilmesi ile sucul organizmaların taşınmasını önlemek amacındadır. Balast suyu değişimi için belirlenen üç yöntem vardır bunlar;

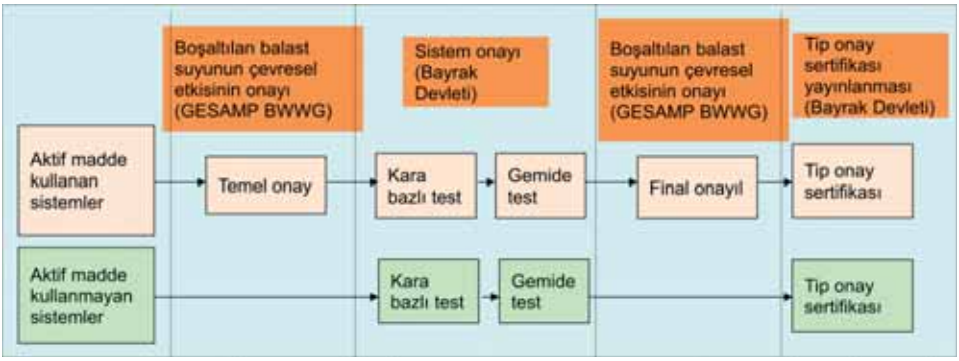
1. Sıralı
2. Taşırma
3. Seyreltme

Kullanılan yönteme bağlı olarak balast suyu değişiminin sakıncaları olabilmektedir. Bunlara örnek verecek olursak sıralı yöntemde stabilite, pervanenin batması ve köprü görüşünde sorunlar yaşanabilmektedir. Taşırma ve seyreltme yönteminde ise taşırma için kullanılan hava firarlarda ve koroziflik konusunda sorunlar oluşabilmektedir. Ayrıca değişim için sağlanması gereken açık okyanus kondisyonları (en yakın karaya 200 deniz mili mesafe ve 200 metre derinlikteki sular) balast suyu değişiminin yapılmasını zorlaştıran bir diğer etkendir.

2.2. Balast Suyu Arıtma

Balast suyu arıtma, D-2 kuralında belirlenmiş standartlara arıtma yapılarak erişilmesidir. Sözleşme yürürlüğe girmeden önce inşa edilen gemilerde ilk yenileme sörveyinde ve sözleşme yürürlüğe girdikten sonra inşa edilen gemilerde D-2 gerekliliği sağlanmalıdır. Arıtma sistemlerinin istenilen standartları sağlandığını (G8) kılavuzuna uygun olarak tip onayı alarak kanıtlamak mümkündür. Aktif madde kullanılması durumda (G9) kılavuzu da kullanılmaktadır. Nisan 2016 tarihinde güncellenen listeye göre 65 tip onayı almış sistem bulunmaktadır. Arıtma sistemlerinde çeşitli yöntemler kullanılmaktadır, bunlar: filtreleme, siklonik ayrışma, UV ışınımı, kavitasyon, elektroliz, dezenfeksiyon olarak klor / klor dioksit üretimi, kimyasal katkı maddeleri, oksijensizleştirme, gaz süper doygunluğu gibidir.

Arıtma sistemlerinin tip onay süreci aşağıdaki gibidir.



Şekil 1. Tip Onay prosesi

3. (G8) Kılavuzunun Güncellenme Süreci ve Mevcut Ekipmanlar

Tip onayı almış ekipmanların gemilere teçhiz edilerek kullanılmaya başlaması sonrasındaki değerlendirmeler sonucu yapılan testlerin yetersiz olduğuna kanaat edilmiştir ve (G8) kılavuzunun güncellenmesine karar verilmiştir. Bundaki en büyük gerekçe gemideki testlerin belli bir hatta yapıldığı farklı sıcaklık ve tuzluluk koşullarında denenmediği için her bölgeye uygun olmadığıdır. Verilen tip onay sertifikalarında test edilen koşullar belirtilmemiş olduğu için hangi sistemin nerelerde etkili olacağına dair belirsizlik söz konusudur. MEPC 70'de kılavuzun güncellenmesi tamamlanmış olup 28 Ekim 2018 tarihine kadar mevcut kılavuzla (MEPC 174(58)) tip onayı yapılmasına müsaade edilmektedir. 28 Ekim 2020'ye kadar da tercihen güncellenen kılavuza göre onaylanmış arıtma sistemi teçhiz edilmesi istense de mevcut kılavuza göre onaylanan ekipmanların kullanılmasına da müsaade edilmektedir. MEPC 279(70) ile onaylanan kılavuzdaki değişiklikler genel olarak incelendiğinde test süreleri ve test koşullarında (tuzluluk, sıcaklık, v.b.) değişiklik yapılmıştır.

4. IMO'daki Son Gelişmeler

Ekim ayında gerçekleştirilen MEPC 70'de (G8) Kılavuzunun güncellenmesi tamamlanmıştır. Yeni kılavuza uygun olarak tip onayı almış ekipmanların geliştirilmesinin beklenerek Sözleşme'nin uygulamasının ötelenmesi önerilmiştir. Uygulamanın değiştirilmesi yönünde henüz karar alınmamış olmakla beraber konuyla ilgilenen üyeler B-3 kuralının değiştirilmesi için çalışmalar yapılmış ve Mayıs 2017'de yapılacak toplantıya sunulmasına karar verilmiştir. Taslak çalışmaya göre uygulamanın iki yıl ötelenerek 8 Eylül 2019'da olması planlanmaktadır. BWM Sözleşmesinin uygulanması için yol haritası belirlenmesi ile ilgili deneyim oluşturma aşamasında veri toplamak ve analiz etmek için plan geliştirmek ve zaman çizelgesinin oluşturulması için yazışma grubu kurulmasına ve

bir sonraki toplantıya sunulmasına karar verilmiştir. Acil durum tedbirleri için kılavuz geliştirilmesi ve Balast suyu değişim kılavuzunun değiştirilmesi konuları da değerlendirilmiş ve taslakların MEPC 71'e sunulmasına karar verilmiştir. Son olarak aynı risk alanları için muafiyet verilmesi konusunun Sözleşme'nin A-4 Kuralı altında değerlendirilmesine ve (G7) BWM Sözleşmesi A-4 kuralı kapsamında risk değerlendirme kılavuzunun kullanılması uygun bulunmuştur.

5. Uygulama ile İlgili Sorunlar

Teçhiz edilecek arıtma sistemlerinin uygunlukları ile ilgili sorunların yanında modifikasyon gerekecek gemi sayısı ve bunun 5 yıllık süre zarfında tamamlanacak olması da iş yükü değerlendirildiğinde gecikmelere sebep olabileceği düşünülmektedir. Seaweb'deki datalara göre Türk Bayraklı uluslar arası sefer yapan 500'den fazla gemi bulunmaktadır, bu durumda yılda en az 100 geminin balast suyu arıtma sistemi taktırması gerekmektedir. Ayrıca armatörü Türk olup bayrağı yabancı olan gemilerinde eklenmesi gerekeceğini değerlendirdiğimiz zaman yükün çok daha fazla olduğu açıktır.

Son toplantıda Türkiye'nin gündeme getirdiği örnek alma kılavuzunun yetersiz olması ve güncellenmesi gerekliliği değerlendirilmiş ve PPR alt komitesinde konunun görüşülmesine karar verilmiştir. Her ne kadar alt komite daha önce yapılacak olsa da kılavuzun güncellenmesine karar verilir ve değişiklikler bir toplantıda tamamlanmamış olursa sözleşme yürürlüğe girdiğinde hazır olamayacaktır.

Geçiş dönemi için kullanılan balast suyu değişimi özellikle yakın seferlerde tamamlanması mümkün olmayacaktır. Ayrıca değişim koşullarının sağlanması da her zaman mümkün olmayabilir. Kısa mesafe de değişimin tamamlanamaması kadar arıtmanın da tamamlanamaması söz konusudur. Özellikle balast kapasitesi yüksek gemilerin arıtma sistemlerini tercih ederken sefer sürelerini de değerlendirmeleri bu açından önem arz etmektedir.

6. Sonuç

Balast Suyu Sözleşmesi artan deniz taşımacılığı sebebiyle her geçen gün daha da önemli hale gelmektedir. Son olarak Panama'nın da sözleşmeye taraf olmasıyla dünya tonajının 53,28%'sine sahip 53 ülkenin[2] sözleşmeye taraf olması da verilen önemi gösterir niteliktedir. Her ne kadar bazı belirsizlikler olsa da uygulamanın başlaması deniz ekosistemi ve alt yapıların korunması için önem arz etmektedir. Bu sebeple uygulamanın başlaması ancak liman kontrollerinde konuyla ilgili yaptırımların mevcut durum dikkate alınarak değerlendirilmesi en uygun çözüm gibi görünmektedir. Hali hazırdaki MEPC gündemine göre, güncellenen kılavuzdan kaynaklanan belirsizliklerin ve uygulamanın ertelenmesi konusunun 2017 Mayıs ayında gerçekleştirilecek toplantıda kesin olarak çözüleceği düşünülmekte olup yürürlüğe giriş tarihine kadar daha uygun zemin hazırlanmış olacaktır.

7. Kaynaklar

[1] IMO, International Convention for the Control and Management of Ships' Ballast Water and Sediments (BWM), Erişim tarihi: 09 Kasım 2016, http://www.imo.org

[2] IMODOCS, Draft report of the Marine Environment Protection Committee on its seventieth session, Erişim tarihi: 01 Kasım 2016, https://docs.imo.org

MARINE ENVIRONMENT PROTECTION: NEW TECHNOLOGIES ON OIL SPILL RESPONSE INDUSTRY

Ali Cemal TOZ[1] , Burak KOSEOGLU[2], Cenk SAKAR[3]

ABSTRACT

The number of oil spills from tankers has decreased dramatically over the last 25 years although seaborne oil trade increased significantly. However recovery and cleaning rates of oil pollution did not show a marked improvement through this period. The effectiveness of response operations which has a close relationship with technology, infrastructure, and personnel are only measured with quantity of oil recovered and the area cleaned.

There are so many response techniques have proven their success in laboratory and controlled field experiments in marine conditions. There is wide range of challenges encountered when recovering of oil such as old technology, distance, lack of infrastructure, and moderate environmental conditions in marine environment. Equipment, vessels and personnel would need to be mobilized over potentially vast distances to overcome these challenges. Time is one of the most important variables which have direct effect on the response operation. Reducing risk and time losses can be provided with new technologic infrastructure.

In this study the limitations of the various response techniques are summarized. Then the factors that determine the seriousness of marine oil spills and the fundamental technical difficulties of combating them at-sea are discussed. Within this scope the relationship between technological developments of infrastructure and effectiveness of oil spill response operations are mentioned.

Keywords: Oil Spill, Technology, Response Techniques, Tanker.

[1] **Asst Prof. Dr.,** Dokuz Eylül University Maritime Faculty İzmir, 35160, Turkey
[2] **Asst Prof. Dr.;** Dokuz Eylül University Maritime Faculty İzmir, 35160, Turkey
[3] **Lecturer;** Dokuz Eylül University Maritime Faculty İzmir, 35160, Turkey
Corresponding Author: Ali Cemal TOZ E-mail: ali.toz@deu.edu.tr

1. Introduction

Most oil spill response systems rely on a combination of mechanical recovery and two major non-mechanical techniques – in-situ burning and dispersant application – to clean up or treat spilled oil. However, each of these response options may be significantly limited or even precluded by the harsh environmental conditions that characterize the arctic operating environment [1].

A few models have been developed for oil spill response planning, along with some models for identifying and graphically presenting oil spills based on geomatics analysis techniques [2]. However, these models usually emphasize either response operations or early monitoring and assessment processes [3]. There is also a lack of methods capable of covering the whole process holistically (i.e., monitoring, pollution prevention, early warning, impact/risk assessment, emergent response, clean up, and post-event evaluation). Also, no existing system could effectively integrate characterization, assessment, simulation and optimization along with geomatics analysis techniques into a general framework for supporting offshore oil spill mitigation [4]. In this study recent developments and new technologies of response methods are discussed.

2. New Technologies inn Oil Spill Response and Monitoring

Because oil spilled onto the water's surface quickly weathers and becomes difficult to work with, there's usually little time for spill responders to research less familiar countermeasures such as solidifiers, dispersants, shoreline pretreatment agents, and elasticity modifiers [5]. For this reason, responders rely heavily on more familiar technology such as equipment used in oil spill response.

2.1. New technologies in monitoring of oil spill

The development of remote sensing techniques allows the detection and monitoring of oil spills [6]. There are many sensors available to detect oil spills on various kinds of surfaces. Multi-temporal imaging captured by remote sensing sensors can provide important information required to model the spread of an oil spill [7]. The sensors used in remote sensing of oil spills are summarized in Figure 1.

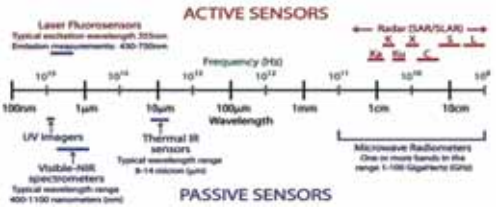


Figure 1. Remote Sensing Sensors
Source: [8]

As seen from Figure 1 it is clear that there are two types of sensors which are used in monitoring. Passive sensors measure reflected sunlight that was emitted from the sun. Active sensors have its own source of light or illumination and its sensor measures reflected energy.

2.1.1. Infrared sensors

Detection of surface oil in thermal data is based on very different physical principles from those responsible for oil water contrast in the UV part of the spectrum. Oil is detectable in thermal images for two reasons [9]:

- The thermal emissivity of oil is lower than that of water.
- The temperature of surface oil is often different from the temperature of the surrounding water.

The infrared image of oil spill is shown in Figure 2.

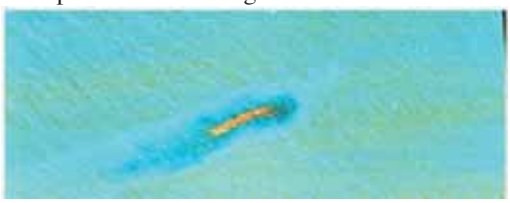


Figure 2. Infrared image of oil spill
Source: [9]

The image of oil spill represented with orange color at center and blue color surrounding. This means the thickest part of oil is at center and the thinner layers are spreaded out. This means the most harmful part is located in the middle of the spill.

2.1.2. Ultraviolet sensors

UV scanners capture the ultraviolet radiation reflected by the sea surface. A UV sensor is a passive sensor as it uses reflected sunlight in the ultraviolet region (0.32-0.38 micron) for detecting oil spills. Oil has stronger reflectivity than water in the UV region. Even a very thin oil film has a strong reflectance in the UV region. Very thin sheens of thickness (less than 0.1 micron) can be detected using a UV sensor. However, UV sensors cannot detect oil thickness greater than 10 micron. UV images can only give information about the relative thickness of the oil slick [10]. The UV and IR images of oil slick are indicated in Figure 3.

Figure 3. IR, UV and combined artificial image from an oil slick
Source: [9]

2.1.3. Visible sensors

Thermal and visible scanning systems as well as aerial photography were commonly used airborne remote sensing sensors at the start of 1970 [11].

Aeryon Scout, an unmanned aerial vehicle (UAV) is a battery-powered rotor-wing aircraft that weighs about 2.5 lbs and is 3 feet in diameter. It is equipped with high-resolution cameras designed for surveillance. Field tests are underway in BP's Alaska operations, where uses in production operations inspections have also been identified [12]. The UAV is shown in Figure 4.

Figure 4. Aeryon Scout UAV
Source: [13]

The other alternative remote sensing ınstruments is Aerial Observation Spill Response Balloon which is tested in both Alaska and the Gulf of Mexico, this project combines a vessel-tethered balloon with a specialized camera to capture images of a wide area from the air. Advantages include the elimination of support aircraft, an inherently safer operation, real-time image capture with specific location tagging, and the ability to continuously monitor over long periods of time [12], [14]. The balloon is shown in Figure 5.

Figure 5. Aerial Observation Spill Response Balloon
Source: [14]

2.1.4.Laser fluorsensors

Certain aromatic hydrocarbon compounds in petroleum oils absorb laser-induced UV light to become electronically excited. The excitation is released through fluorescence emission by the compound mainly in the visible region. A multi-channel receiver is used to record the fluorescence spectrum. Fluorescence spectrum of gelbstoff and phytoplankton look different from that of petroleum oils. Moreover, different types of oils have distinct fluorescence emission signature which allows for reliable oil identification. Oils can be classified also on the basis of fluorescence decay time [15]. The new technology which has combination of fluorsensors and underwater radar named of Coda Octopus 3-D Sonar is used for detecting nonfloating oil. The combination is shown in Figure 6.

Figure 6. Coda Octopus and EIC Oscar
Source: [12]

2.1.5. Microwave sensors

Microwave sensors offer a unique potential both to detect an oil spill on water and to determine its thickness and volume. The layer of oil on the water will cause interference in the thermal-microwave radiation generated by the underlying water and the downwelling sky radiation reflected by the oil film. This results in the brightness temperature increasing periodically with respect to the thickness of the oil layer or to a variation of the operating frequency of the microwave radiometer [16].

2.1.6. Radar sensors

Radar is an active sensor and operates in radio wave region. Radar waves are reflected by capillary waves on the ocean and therefore, a bright image is obtained for ocean water. Oil diminishes capillary waves and as a result, if oil is present in the ocean then reflectance is reduced. Hence, the presence of oil can be detected as dark part in the bright image for the ocean [7]. SAR (Synthetic Aperture Radar) and SLAR (Side- Looking Airborne Radar) are the two most common types of Radar which can be used for oil spill remote sensing. SAR has superior spatial resolution and range than SLAR [17]. However, SLAR is less expensive and predominantly used for airborne remote sensing.

2.1.7. Position indicating sensors on water

Position indicators are so important for weathering process of oil. Actual data belonging on site is crucial for decision makers. There are some equipments that recently developed to measure oil and marine characteristics concurrent. One of the most important discovery was used during the Deepwater Horizon incident, and additional field tests are currently underway. The Wave Glider is an autonomous, remote-controlled vehicle that can be used to measure oil and dissolved oxygen in water, to detect marine mammal vocalizations, and to sense other indicator s that can for tracking spill response characteristics. They can also provide key information regarding oil seeps, which can then be utilized in regional modeling programs for marine scientists [12]. The Wave Glider is shown in Figure 7.

Figure 7. Wave Glider
Source: [12]

To avoid oil spills around drilling platforms, Liquid Robotics, a start-up in San Francisco, has created a fleet of wave-riding robots for predicting tsunamis, tracking fish, and discovering offshore oil leaks around drilling platforms, possibly preventing rig explosions [12]. The sample of Robot is shown in Figure 8.

Figure 8. Liquid Robotics
Source: [18]

The robots are powered only by the sun and the waves. They are unmanned, and use no fuel, produce no emissions, and travel up to 2,000 miles using only wave power. The robots are covered with solar panels that power on-board scientific instruments along with a GPS.

The on-board transmitter uses Iridium satellites to send data to, and receive commands from the company headquarters in Sunnyvale, California. Because of the need to quickly clean-up oil spills, several new concepts are in the development stage, such as the Protei Project (Figure 9) that uses a fleet of robotic sailboats to clean the ocean of spilled oil.

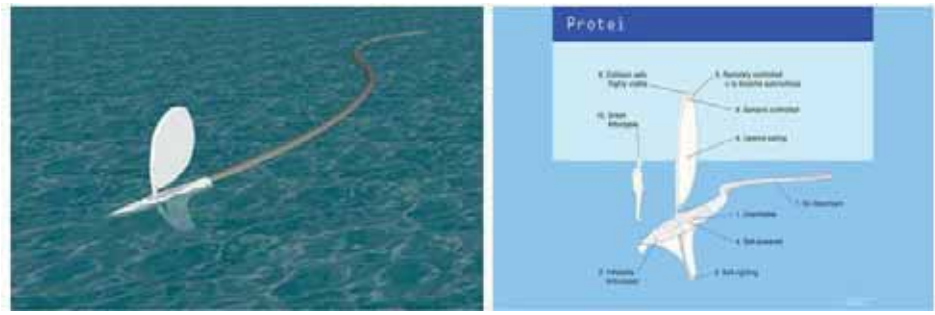


Figure 9. Protei Project Floating Unit
Source: [19]

Protei use the wind to power an unmanned sailing drone, which pulls a long oil-absorbent tail upwind. A fleet of Protei will work as a swarm, or be remotely controlled individually from the shore, using a number of special algorithms in combination with GPS data. The sailing drone will be able to collect up to 2 tons of oil [12].

Since the sail drones will be remotely controlled, gamers would be employed to increase the effectiveness of the drones. Protei will have the advantage of being unmanned, green, affordable, and self-righting and continuously swarm. Protei is being developed as an open standard so anyone can use or modify the design [12].

2.1.8. Acoustic systems

This sensor detects the oil based on its acoustic or mechanical properties rather than its optical and electromagnetic properties. Absolute oil thickness can be measured by using this technique. The laser-acoustic sensor is an active sensor and can operate day and night [15]. Research and development of the Laser-Ultrasonic Remote Sensing of Oil Thickness (LURSOT) sensor has been undertaken by a group of agencies comprising Environment Canada, National Research Council of Canada, the Industrial Materials Institute, Imperial Oil Limited, and the United States Minerals Management. The time taken by ultrasonic waves to travel in oil is measured by three lasers and the oil thickness can be computed by using this time of flight. Brown and Fingas [17] found that results of laboratory tests of measuring oil thickness using LURSOT sensor indicate great potential. In 2006, the LURSOT system was successfully tested for oil slick thickness measurements from an aircraft by Environment Canada [20]. However, Laser-acoustic sensors are bulky and expensive and cannot work in fog or cloud.

2.2. Response operations at sea

Oil spill response operations contain mechanical recovery, chemical recovery, thermal recovery and biological recovery.

2.2.1. Mechanical recovery

Mechanical recovery contains the spilled oil using booms, and collects it with a skimming device for storage and disposal. Booms are deployed from vessels or anchored to fixed structures or land. A number of different kinds of skimmers exist; they use suction, oleophilic materials or weirs to remove oil from the water's surface. Once the oil has been recovered, it must be transferred using pumps and hoses to temporary storage until it can be properly disposed of [21].

There is cleaning equipment named Roomba which runs around, cleaning the floors of homes. The Bio-Cleaner system is just a concept at this point, but if the technologies it employs were readily available it would be an invaluable asset to oceanic oil cleanups. The Roomba and its working principle are shown in Figure 10.

Figure 10. Protei Project Floating Unit
Source: [19]

This device floats on the water after being set out from a helicopter or boat. It can track the source of the spill and concentrate on cleaning the spill in that area. In the middle of the robot is a compartment full of oil hungry bacteria. As the oil splashes into the compartment, the bacteria degrade the oil and returns clean ocean water. Not many fish would investigate the Bio-Cleaner, but there is an acoustic warning mechanism that would warn sea animals away from the danger zone, defending the integrity of the marine food chain [22].

The other cleaning equipment is skimmers. Conventional skimmers are heavy, slow and expensive. For coastal pollutions faster equipment are needed. New SeaHow skimmer systems can be implemented to almost any work boat over 6m in length. Skimmers are designed to collect both light and heavy oils efficiently. These features provide totally new operational efficiencies especially for near shore and coastal oil spill response [22].

Figure 11. New Generation Combined Skimmers
Source: [22]

Of significance during the ART program was the number of OSR ideas that came from other industries and were adapted to spill response needs. For instance, the ART team field-tested more than 10 different sand cleaners for beach cleanup, and the most notable one that was deployed was the Sand Shark (Figure 11) a technology that was adapted from the road maintenance industry (material loader). The Sand Shark could clean a mile of beach per day, using its sifting process, down to a depth of approximately 12 inches [12].

Figure 12. Sand Sharks Sand Cleaners
Source: [12].

Yet another example is the Boom Blaster (Figure 13), a technology adapted from the car wash industry that was able to rapidly clean 600 feet of boom per hour, which far exceeded what could be cleaned manually. During the response, more than 13 million feet of boom was deployed, so this cleaning device was very advantageous in cleaning boom for storage [23].

Figure 13. Boom Blaster
Source: [12]

In the area of skimming, learnings workshops reflected an opportunity to improve the encounter rate of vessels to the oil on the surface. One of the projects being developed is a High-Capacity Skimming System (Figure 14), which utilizes "buster" technology and focuses on the entire booming and skimming system to maximize recovery efficiency. Field tests, thus far, indicate that the enhanced skimming system would improve the ability to encounter, and hence, skim and recover more oil from the surface [12].

Figure 14. High Capacity Skimming System
Source: [23]

On its own, a SeaVax machine is just a way to collect plastic waste in relatively small quantities. Put that together with SeaNet, and you have powerful ocean sweeping capability - but even that is not enough. You also need bulk transportation and land based treatment locations, with industrial partners who might be prepared to use the harvest meaningfully. If you have all of these ingredients properly worked out and coordinated, then you have the makings of an ocean pollution solution (OPS) [24].

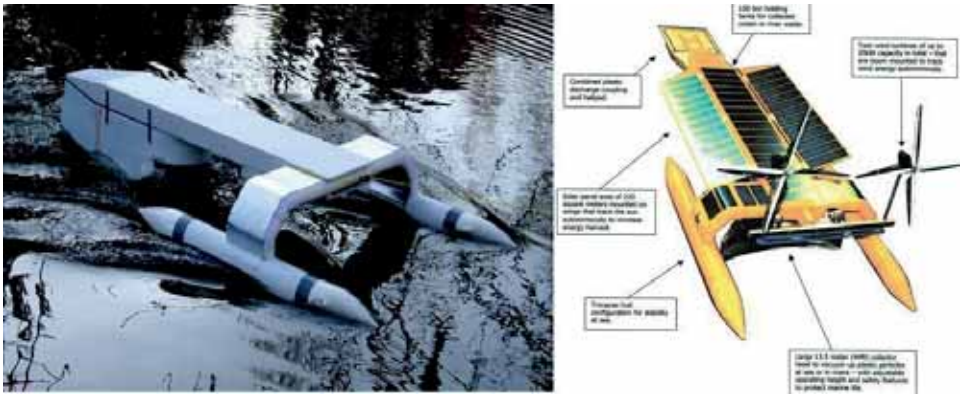


Figure 15. Seawax Ocean Cleaner
Source: [12].

Multi Skimmers operate based on the well proven oleophilic (oil attracting) properties of some materials and recover light oils through to heavy crude. The rotating module powered by a hydraulic or pneumatic motor creates a current which draws the substance to be recovered towards the skimmer. The oil sticks firmly to the chosen module which is made of oil attracting and water repelling material. It then reaches the comb or scraper where it is separated and poured into an intermediate tank in the skimmer head. Due to the hydrophobic (water repelling) effect of the module, the water drains down before reaching the scraper. A transfer pump totally integrated into the MultiSkimmer, except on the MS 10, then transfers the oil to an external tank [25].

Figure 16. Seawax Ocean Cleaner
Source: [12]

To clean up future spills, a team at MIT has unveiled their solution: a solar powered, oil-guzzling robot. The robot is 16 feet long and seven feet wide, and uses a nanowire mesh that's able to absorb up to 20 times its own weight in oil. The mesh is run through a conveyor belt-like device that makes up the bulk of the robot and is powered by a large solar panel located on top of the device. The idea is that the robots will form coordinated teams of up to 10,000 units in order to clean up spills as effectively as possible.

Figure 17. Seaswarm
Source: http://senseable.mit.edu/seaswarm/.

The flexible conveyor belt softly rolls over the ocean's surface, absorbing oil while deflecting water because of its hydrophobic properties. Each robot communicates its location through GPS and Wi-Fi in order to create an organized system for collection that can work continuously without human support. Because the robots are smaller than commercial skimmers attached to large fishing vessels, they are able to navigate hard to reach places like estuaries and coast lines [12].

The article discusses the development of Big Gulp (Figure 18), a barge-based skimmers, by LAD Services LLC for cleaning up the Deepwater Horizon oil spill in the Gulf of Mexico. It notes that the Big Gulp was successfully tested in May 2010 before it was presented to BP PLC to potentially aid in recovering the spilled oil. It also looks into the deployment of the mechanical skimmers in the area to collect the spilled oil [12].

Figure 18. Big Gulp Skimmer
Source: [12]

2.2.2. Thermal response

Spilled oil on the water's surface involves a controlled burn of floating oil that is contained to the appropriate thickness. The oil is ignited by releasing a burning, gelled fuel from a helicopter onto the oil, or by releasing an ignition device from a vessel or other access point. If successfully ignited, some or all of the oil will burn off the surface of the water or ice. There will always be some residual non-volatile compounds that remain. This residue may float, sink or be neutrally buoyant depending upon the type of oil spilled and the conditions of the burn. Based on the learnings workshops, several technology opportunities were identified and related projects are now underway [12]:

- Enhanced Fire Boom Project (Figure 19): This project is focused on designing, testing, and deploying a larger, enhanced fire boom, which is capable of operating in higher sea states. The enhanced boom would improve sustained containment capability in higher sea states and wind and would provide a higher success rate of removing spilled oil from the surface of the water.
- Remote-Controlled ISB Project: This project utilizes remotely controlled boats to continuously tow fire containment boom. These boats can be operated from a command vessel or aircraft. If successful, this technology will eliminate personnel risks by removing the human element and creating a safer operation. By controlling the tow vessels remotely, operators can also synchronize the vessels' motions, thereby allowing them to collect, burn, and remove more oil.
- Fixed-Wing Ignitor: This project utilizes an existing aero torch ignition design to be retrofitted in a fixed wing aircraft. If successful, this project would allow for the ignition of gelled diesel released from the air at speeds two to three times faster than those commonly used with a helicopter. This concept would allow for further travel distances with a higher payload.

Figure 19. RCISB Components
Source: [12]

2.2.3. Chemical response

Dispersants are a group of chemicals sprayed or applied to oil slicks to accelerate the dispersion of oil into the water column. They do not remove oil from the water, but are intended to limit the amount of oil forming a slick on the water surface or shoreline by driving that oil into a dissolved phase. Dispersants are applied using spray nozzles, pumps

and hoses, and can be applied from a vessel or aircraft. Dispersant operations are usually monitored from aircraft to make sure that the application is effective and on target. Dispersants have a limited timeframe for effective application, requiring a prompt, accurate application of the chemicals to the spilled oil with the oil type, emulsification, salinity, weather conditions and sea state all aligned [26].

One of the biggest problems with current oil spill clean-up is the use of oil dispersants, which do not easily break down. According to the website Mother Nature Network, scientists at the University of Bristol have created a more environmentally-friendly soap still in development that is iron-rich and salty. Thus, when magnetic force is applied, the soap rises to the surface with the oil still trapped inside [26].

3. Conclusion and Discussion

The effectiveness of oil spill response operations strongly related with time, environment, oil type and infrastructure. New and technologic infrastructure is main weakness of response industry. Investment on Research and Development studies related with modern response equipment is postponed due to high costs of manufacturing. New technology only can be utilized with qualified users. That's why trained operators play crucial role in operations.

Current oil spill response infrastructure is extremely fragile due to harsh environmental conditions. Oil spill response equipment is highly challenging due to the extreme weather, and cannot operate properly in the dark and with poor visibility. A large amount of scientific research and testing has been conducted in the past 50-years to improve equipment and methodologies available to respond to oil spill in extreme weather conditions.

Deepwater Horizon Platform spill indicate that greater international cooperation in contingency planning and effective spill response operations were needed as soon as possible. However conventional response methods unfortunately failed due to slow operation rate and restrictions caused by extreme environmental conditions. These developments lead utilizations of alternative technologies in response infrastructure. Technologic, fast, remotely controlled and great equipment are basically needed for effective operations. For this reason the infrastructure of conventional response industry has to be renewed and overhauled.

4. Kaynaklar

[1] WWF-Nuka Research and Planning Group, "Oil Spill Response Challenges in Arctic Waters",WWF International Arctic Programme, Oslo, Norway, 2007.
[2] Li P., Cai Q., Lin W., Chen B., Zhang B., "Offshore Oil Spill Response Practices and Emerging Challenges", Marine Pollution Bulletin, no.110, pp. 6-27, 2016.

[3] Miller RW.,"Oil Spill Modeling and Processes", Electronic Green Journal, no.1, 2002.

[4] Chen B., Li P., "A Preliminary Study on Decision Making for Supporting Oil Spill Diagnosis", Warning and Emergency Response: Water Covernance Program of United Nations Development Program (UNDP), p. 235, 2012.

[5] (Selection Guide for Oil Spill Response Countermeasures; NOAA. Erişim 09.11.2016) http://response.restoration.noaa.gov/oil-and-chemical-spills/oil-spills/response-tools/selection-guide-oil-spill-response-countermeasures

[6] (Oil Spill Monitoring; Archetti, Renata. Erişim 09.11.2016) http://www.coastalwiki.org/wiki/Oil_spill_monitoring

[7] Jha MN., Levy J., Gao Y., "Advances in Remote Sensing for Oil Spill Disaster Management: State-of-the-Art Sensors Technology for Oil Spill Surveillance", Sensors (Basel, Switzerland), no. 8, pp.236-255, 2008.

[8] Fingas MF., Brown CE., "Review of Oil Spill Remote Sensing", Spill Science & Technology Bulletin, no.4, pp. 199-208, 1997.

[9] (Supplement 2.18: The UV-IR Scanner; SEOS. Erişim 09.11.2016) http://www.seos-project.eu/modules/marinepollution/marinepollution-c02-s18- p01.gr.html

[10] Grüner K., Reuter R., Smid H. "A New Sensor System for Airborne Measurements of Maritime Pollution and of Hydrographic Parameters", Geojournal, no.24, pp. 103–117, 1991.

[11] Wadsworth A., Looyen WJ., Reuter R., Petit M., "Aircraft experiments with vsible and infrared sensors", International Journal of Remote Sensing, no.13, pp.1175–1199, 1992.

[12] (Cortez M., Alternative Response Technologies- Progressing Learnings, Erişim 05.11.2016)www.interspill.org/previous-events/2012/15 March/pdfs/Technology%20Development/Michael%20J.%20Cortez%20(BP)%20 %20Alternative%20Response%20Technologies-%20%20Progressing%20Learnings.pdf

[13] (Aeryon Scout UAV to Aid in Oil Spill Clean Up Efforts; AERYON. Erişim 04.11.2016) https://www.aeryon.com/press-releases/bp-oil-spill-announcement

[14] Pegau, WS., Green B., "Balloon Based Oil Spill Surveillance", International Oil Spill Conference Proceedings (IOSC), no.1, pp.44, 2011.

[15] Goodman R., "Overview and Future Trends in Oil Spill Remote Sensing", Spill Science & Technology Bulletin, no.1, pp. 11–21, 1994.

[16] Pelyushenko, SA., "Microwave radiometer system for the detection of oil slicks", Spill Science & Technology Bulletin, no.2, pp.249-254, 1995.

[17] Brown C., Fingas M., "Review of Oil Spill Remote Sensing", Spill Science & Technology Bulletin, no.4, pp.199–208, 1997.

[18] (Using Robots to Clean Oil Spills; ROBOTICS, Erişim 03.11.2016) http://www.roboticstomorrow.com/content.php?post_type=1919

[19] (Protei, Open Hardware Oil Spill Cleaning Sailing Robot; PROTEI. Erişim 07.11.2016) https://www.kickstarter.com/projects/cesarminoru/protei-open-hardware- oil-spill-cleaning-sailing-ro

[20] Brown C.,Fingas M., Monchalin J., Neron C., Padioleau C., "Airborne measurement of oil slick thickness", In Proc. 29th Arctic and Marine Oil Spill Program (AMOP) Tech. Seminar Vancouver, Canada, Jun. 6–8, pp.911-919, 2006.

[21] Fingas, M. "The basics of oil spill cleanup", CRC Press, 2012.

[22] (SeaHow launches new generation skimmer systems for coastal oil spill response. Erişim 08.11.2016) http://neftegaz.ru/en/news/view/135807-SeaHow-launches-new- generation-skimmer-systems-for-coastal-oil-spill-response
[23] (Oil Spill Products -Oil Spill Containment Boom; ELASTEC. Erişim 02.11.2016) http://www.elastec.com/oilspill/containmentboom/
[24] (Robotic Vacuum Ship; SEA VAX. Erişim 03.11.2016) http://www.bluebirdelectric.net/oceanography/Ocean_Plastic_International_Rescue/SeaVax_Ocean_Clean_Up_Robot_Drone_Ship_Sea_Vacuum.htm
[25] (MultiSkimmer MS 20; MARKLEEN. Erişim 09.11.2016) http://www.markleen.com/products/multiskimmer-ms-20/
[26] Shata A., "Recovery of Oil Spills by Dispersants in Marine Arctic Regions", Research Project, Department of Mathematics and Natural Sciences Faculty of Science and Technology University of Stavanger Stavanger, Norway, 2010.

BALIKÇI GEMİSİ SOĞUTMA SİSTEMİNİN BİRİNCİ YASA ANALİZLERİ

A. Sinan KARAKURT[1] ve Ümit GÜNEŞ[2]

ÖZET

15. yüzyılın sonlarına doğru ticari balıkçılığın ortaya çıkışı ile devam eden yüzyıllarda büyük bir balıkçılık sanayisi oluşumu günümüzde sadece balık yakalamakla kalmayıp onu farklı proseslerde işleyip ayrıştıran ve muhafaza eden balıkçı filoların da olduğu endüstriyel balıkçılığın temellerini teşkil eder. İçerdiği protein miktarı ile neredeyse kırmızı ete denk olan ve bunun yanında üretilmesinde veya yakalanmasında etrafa salınan CO_2 eşdeğerlik miktarına göre daha çevreci olan deniz ürünleri neredeyse dünyanın tamamında tüketilmektedir. Ülkemiz, üç tarafı denizlerle çevrili olmasına karşın, balıkçılıkta ve balık tüketiminde gelişmiş bir ülke değildir. Yapılan bu çalışmada, içerisinde soğutma ve depolama ünitesi bulunan bir balıkçı teknesine ait soğutma sisteminin farklı çevresel etkilere sahip olan soğutucu akışkanlara ve değişken dizayn değerlerine göre performans analizleri gerçekleştirilecektir.

Anahtar Kelimeler: Soğutma sistemi, performans analizi, balıkçılık

1. Giriş

Günümüzde nüfus ve buna bağlı olarak da gıda tüketimi artarken tarım alanları ve doğal kaynaklar azalmakta ve verimsizleşmektedir. Bu durumda yüksek besin değerine sahip gıdaların yetiştirilmesi ve üretilmesi oldukça önemli olmaktadır. Ancak, bu durumda üretilen ve yetiştirilen besin maddelerinin ne kadar çevreci olduğu sorusu ortaya çıkmaktadır. Aynı protein değerine sahip olmakla birlikte birim kütle başına CO_2 salınımı neredeyse üçte bir olan balık ve diğer deniz ürünlerinin kullanımının yaygınlaşması bu sorunun çözülmesine oldukça büyük katkılar sağlayacaktır [1].

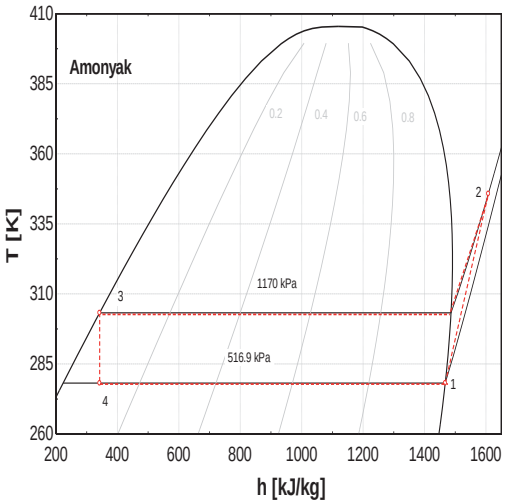
Yüksek besin ve düşük yağ miktarı nedeniyle önemli bir gıda olan balıketi aynı zamanda çok çabuk bozulabilen bir yapıya sahiptir. Bu nedenle yakalanma anından itibaren oldukça hızlı ve iyi muhafaza edilmelidir. Balıkların soğutulmasında balık tipine, seyir-av süresine, işleme zamanı ve türüne göre farklı tipte soğutma sistemleri kullanılabilmektedir [2]. Soğutma çevrimleri ile ilgili deneysel ve parametrik çalışmalar [3]–[5] yapılmış olmakla birlikte balıkçı teknesi soğutma sistemine yönelik ulusal ölçekte bir çalışma mevcut değildir. Yapılan bu çalışmada amonyaklı bir soğutma sisteminin balıkçı teknesine uygulaması termodinamiğin birinci yasaları çerçevesinde farklı akışkanlar ve farklı çalışma sıcaklıklarına göre parametrik olarak incelenecektir.

2. Termodinamik Model ve Analizler

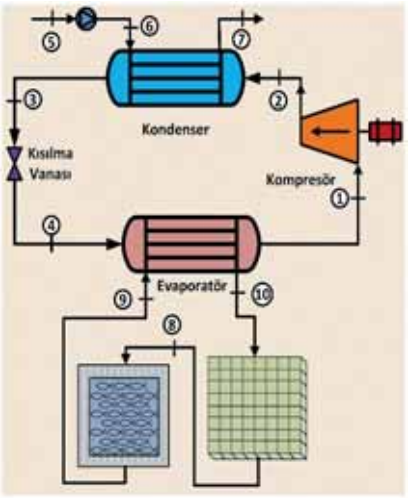
Analizleri yapılan balıkçı teknesi soğutma sistemi iki kısımdan oluşmaktadır. Bunlardan ilki sisteme giren balığın 278 K sıcaklığındaki soğutucu su ile ön soğutma işlemine tabi tutulduğu ve daha sonra da kasalara konularak 273 K sıcaklığında soğuk depo bölmesinde kara tesislerine teslim edilene kadar muhafaza edildiği kısımdır. İhtiyaç duyulan soğutma yükünü temin edecek amonyaklı soğutma çevrimi de sistemin ikinci kısmını oluşturmaktadır. Modellenen soğutma sistemin şeması ve bu sistemdeki amonyak çevrimine ait sıcaklık-entalpi (T-h) grafiği Şekil 1 ve 2'de verilmiştir.

[1] Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Tel:+90(212) 383 3009, asinan@yildiz.edu.tr

[2] Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Tel:+90(212) 383 3009, ugunes@yildiz.edu.tr



Şekil 1 Amonyak için T-h grafiği



Şekil 2 Soğutma sistemi

Kondenserdeki soğutucu su debisi buradaki ısı yükünden yola çıkarak çevre şartlarında deniz suyunun sisteme girişi referans alınarak hesaplanmıştır. Sisteme birim zamanda giren balık kütlesinden hesaplanan soğutucu su debisi ön soğutma ve depolama ünitelerinden eşit şekilde geçtiği kabul edilmiştir.

$$\dot{Q}_{Con} = \dot{m}_3 * (h_2 - h_3) = \dot{m}_6 * (h_7 - h_6) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{sw} = A_{sw} * k_{sw} * (T_{sw} - T_{stor}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{ME} = A_{ME} * k_{ME} * (T_{ME} - T_{stor}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f * Cp_f * \left(\left|T_{f,out,B} - T_{stor}\right|\right) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_f + \dot{Q}_{sw} + \dot{Q}_{ME} \quad (5a)$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{12} * (h_{12} - h_{11}) \quad (5b)$$

$$\dot{Q}_{f,B} = \dot{m}_f * Cp_f * \left(\left|T_{sw} - T_{f,out,B}\right|\right) \quad (6a)$$

$$\dot{Q}_{f,B} = \dot{m}_8 * (h_8 - h_{10}) \quad (6b)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_A + \dot{Q}_{f,B} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_4 * (h_1 - h_4) = \dot{m}_9 * (h_9 - h_{10}) \quad (8)$$

Sistemde tüketilen toplam enerji miktarı kompresör ve pompalarda tüketilen enerji miktarlarının yani o elemanlardaki entalpi farkının soğutucu akışkan debisi ile çarpılması ile elde edilen değerlerin toplanmasıyla bulunmuştur, Denklem 9-12.

$$\dot{W}_p = \dot{m}_5 * (h_6 - h_5) \quad (9)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{ammo} * (h_2 - h_1) \quad (10)$$

$$\dot{W}_{Top} = \dot{W}_p + \dot{W}_C \quad (11)$$

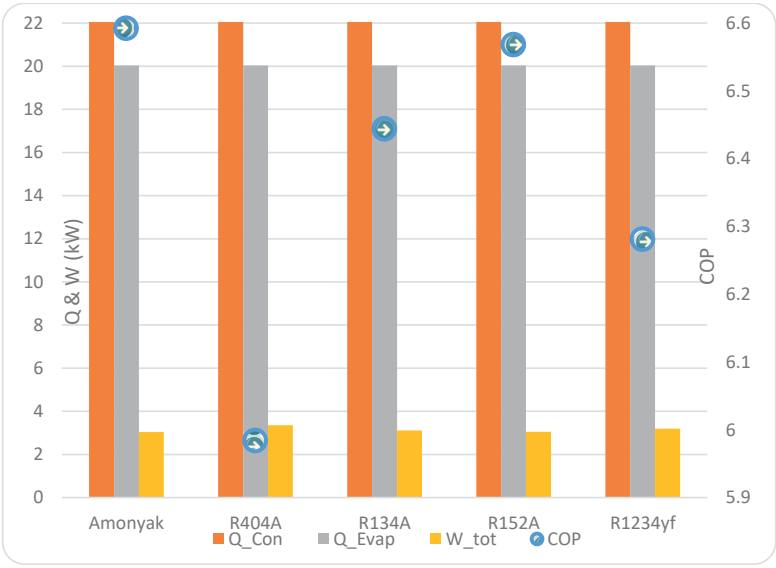
$$COP = \left|\dot{Q}_{Evap}\right| / \dot{W}_{Top} \quad (12)$$

Yukarıda tanımlanan denklemler aşağıda dizayn şartları için yapılan kabuller ile birlikte ele alınarak sistemin performans analizlerine geçiş yapılmıştır.

- Kondenserdeki soğutma suyu çıkış ve giriş sıcakları arasında, amonyağın evaparatörden çıkış sıcaklığı ile soğutma suyu çıkış sıcaklığı arasında, depolama sıcaklığı ile ön soğutmadan balık çıkış sıcaklığı ve soğutma suyu çıkış sıcaklığı arasında 5 K fark olduğu,
- Makine dairesinin 313 K, depolama ünitesinin 273 K, balığın ön soğutmaya giriş ve çıkış sıcaklıklarının da 298 ve 283 K olduğu,
- Soğuk depo ile deniz suyu ve makine dairesi arasında ısı transfer katsayısının 2 ve 3 W/m^2K olduğu,
- Deniz suyu ve makine dairesinin soğuk depo ile temas yüzey alanlarının 144 ve 16 m^2 olduğu,
- Kompresörün ve pompaların izentropik verimlerinin 0.80 olduğu,
- Sistemde 100 ton balığın 5 gün boyunca sürekli bir şekilde soğutulduğu,
- Deniz suyun ve balığın özgül ısı kapasiteleri ve sıcaklıklarının 4.18 kJ/kgK ve 298 K olduğu,
- Isı değiştiricilerinde meydana gelen basınç kayıplarının dikkate alınmadığı kabul edilmiştir.

EES programı [6] ile yapılan analizlerde değerlendirme ölçütü olarak sabit bir soğutma yükü için sistemin performans katsayısı (COP), tüketilen toplam güç (W_{Tot}) ve ısıl yük (Q_{Con}) ele alındı. Modellenen soğutma sisteminde değerlendirme ölçütleri açısından en uygun sonuçları veren akışkan, soğutucularda yaygın olarak kullanılan beş farklı soğutucu akışkan (Amonyak, R404A, R134A, R152A ve R1234yf) arasından, amonyak olarak belirlendi.

Yüksek soğutma verimliliği, sıfır ozon inceltme potansiyeli (ODP) ve sıfır küresel ısınma potansiyeli (GWP) olduğu için özellikle gelişmekte olan ülkelerde, balıkçılık ve endüstriyel soğutma sektöründe tercih edilen bir soğutucu olmuştur [7]. Ancak, amonyaklı sistemlerin performans yönünden avantajları olmasına rağmen kurulum esnasında insan sağlığına olası olumsuz etkilerini önlemek için ek emniyet önlemleri alınmakta bu da kurulum maliyetlerini arttırmaktadır. Amonyak akışkanlı sistemde COP değerinin 6.6, tüketilen gücün 3 kW ve kondenserdeki ısı yükünün de 22 kW civarlarında olduğu, diğer akışkanlarınsa daha kötü sonuçlar verdiği Şekil 3'te görülmektedir.



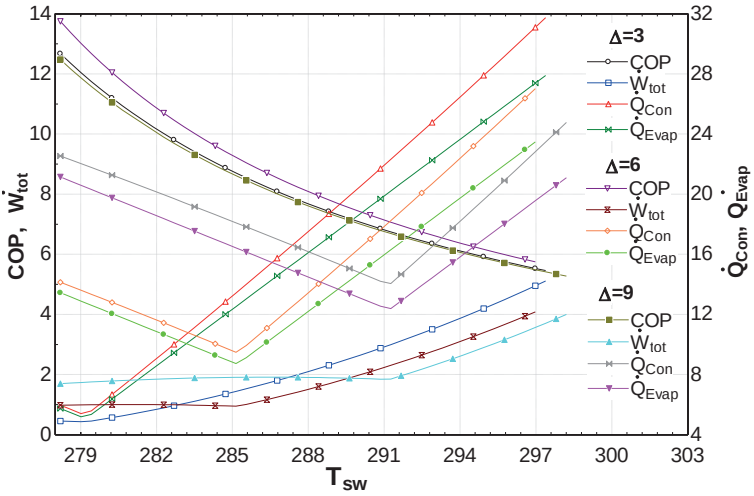
Şekil 3 Performans değerleri

Yapılan kabullere göre oluşturulan termodinamik modele ait birinci yasa analizleri neticesinde sistemin performansı açısından en uygun akışkan olan amonyak kullanılarak her bir noktada elde edilen basınç, sıcaklık, entalpi ve kütlesel debi değerleri Tablo 1'de verilmiştir. Tabloda altı çizili olarak verilen ilk dört nokta amonyak çevrimine diğerleri de su ile soğutmaya aittir.

Tablo 1 Nokta değerleri

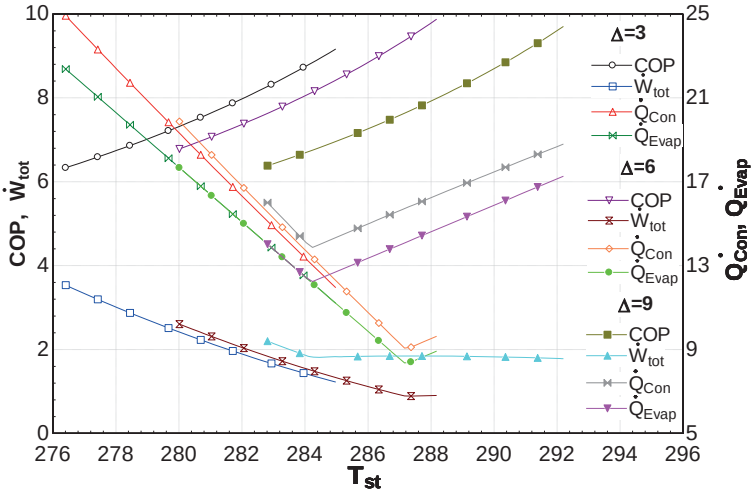
	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	m (kg/s)
0	298	100	1546	
1	**278.2**	**516.9**	**1467**	**0.0178**
2	**345.8**	**1170**	**1608**	**0.0178**
3	**303.2**	**1170**	**342**	**0.0178**
4	**278.2**	**516.9**	**342**	**0.0178**
5	293.2	100	84.14	1.078
6	293.2	500	84.64	1.078
7	298.2	500	105.5	1.078
8	275.7	150	10.68	1
9	278	150	20.36	1
10	273.2	150	0.3224	1

Amonyaklı soğutma çevriminde deniz suyu, depolama ve soğutucu su evaparatör çıkış sıcaklıklarının performans ölçütleri üzerindeki etkileri parametrik olarak incelenmiş ve sonuçlar da Şekil 4'te gösterilmiştir. Deniz suyu sıcaklığının 278 K'den 298 K değerine artması ile kondenserdeki ısı transferinin kötüleşmiş, sisteme giren balık sıcaklığının artmış olduğu ve bunların neticesinde de soğutma yükünün ve ihtiyaç duyulan toplam gücün arttığı buna karşılık COP değerininse düştüğü gözlemlenmiştir. Bunun yanında Δ değerindeki değişimin performans üzerindeki etkileri de görülmekte olup sıcaklık farkı değerinin 6 olması durumunda sistemin performans yönünden en iyi sonuç verdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4 Deniz suyu sıcaklığına göre parametrik analiz sonuçları

Soğutma suyu evaparatör çıkış sıcaklığının ve depolama sıcaklığının değişimlerinin değerlendirme ölçütleri üzerinde etkileri benzer karakteristikler özellikler taşımaktadır. Sıcaklığın artması ile birlikte COP değerlerinde neredeyse lineer bir artış ve tüketilen toplam güç ve soğutma yükünde de lineer bir azalış görülmektedir, Şekil 5. Δ değerinin artması ile birlikte COP değerleri azalmakta, tüketilen güç artmakta ve ısı değerleri de benzer karakteristik göstererek azalma eğilimi taşımaktadır.



Şekil 5 Depolama sıcaklığına göre parametrik analiz sonuçları

3. Sonuç

Dünya çapınca çevreci faaliyetler arttıkça amonyaklı soğutma sistemleri birçok ülke de kullanılmaya ve geliştirilmeye başlanmıştır. Daha çevreci akışkanlar kullanarak atmosfere salınan emisyonların ve diğer zararlı maddelerin azalmasına imkan tanınmakta ve geliştirilen teknolojilerle de daha verimli sistemler üretilebilmektedir. Normal su yerine farklı tuz konsantrasyonlarında ve farklı mineral içerikte deniz suyu kullanarak ve ikinci yasa analizlerini de dahil ederek daha gerçekçi bir hale getirilmesi planlanmaktadır.

4. Kaynakça

[1] C. L. Weber and H. S. Matthews, "Food-Miles and the Relative Climate Impacts of Food Choices in the United States," *Environ. Sci. Technol.*, vol. 42, no. 10, pp. 3508–3513, May 2008.

[2] D. Kocatepe, G. Taşkaya, H. Turan, and Y. Kaya, "Balıklarda Buzlama İşlemi Icing Process in Fishes," *ResearchGate*, vol. 3, no. 1, pp. 17–28, Jan. 2010.

[3] V. Ruiz, "Analysis of existing refrigeration plants onboard fishing vessels and improvement possibilities," presented at the Second International Symposium on Fishing Vessel Energy Efficiency E-Fishing, Vigo, Spain, 2012.

[4] F. Memet, "A performance analysıs on a vapor compressıon refrıgeratıon system generated by the replacement of R134a," *J. Marit. Res.*, vol. 11, no. 3, pp. 83–87, Dec. 2014.

[5] Y. Ust, K. A. Sinan, and U. Gunes, "Performance Analysis of Multipurpose Refrigeration System (MRS) on Fishing Vessel," *Pol. Marit. Res.*, vol. 23, no. 2, pp. 48–56, 2016.

[6] S. A. Klein, *EES Engineering Equation Solver*. 2016.

[7] "The perfect catch for the fishery cold chain: ammonia refrigeration." Available: http://ammonia21.com/news/view/2084.

ON BOARD MEASUREMENTS OF EXHAUST EMISSIONS FROM A FERRY SAILING AT MARMARA SEA

Selma Ergin*, Saadet Kalender, Murat Durmaz

ABSTRACT

In this study, measurements were carried out on-board of a ferry sailing at Marmara Sea to investigate the exhaust emission characteristics for different engine loads. Also, the effects of emissions from the ferry on the local air quality at Marmara Sea were investigated. Experimental study was carried out on the main engine of the ferry which is a four-stroke medium speed diesel engine running with ultra-low sulfur diesel fuel. The concentrations of NOx, SOx, CO, CO_2, O_2, PM and HC were measured for various engine loads according to the regulations of MARPOL Annex VI NOx Technical Code. In addition to the measurement of emissions, shaft power measurement, mass flow rate, temperature and humidity of exhaust and ambient conditions were measured. The emission factors were calculated as grams per kilowatt-hour, g/kWh using the measured emissions and shaft power values. Experiments were carried out on the main engine which is four-stroke medium speed diesel engine. The overall weighted emission factors for NOx, SOx, CO, CO_2, HC and PM emissions from the main engine of the ferry are obtained as 11.91 g/kWh, 0.10 g/kWh, 0.67 g/kWh, 611.14 g/kWh, 0.62 g/kWh and 0.079 g/kWh, respectively. The results show that the exhaust emissions of ships at Marmara Sea are of crucial concern due to specific location and ecological conditions of the region.

Keywords: ship emissions; emission measurements; ferry; marine diesel engine; air pollution.

1. Introduction

The total emissions from the transportation sector are mainly contributed by the ship emissions. According to the marine activity data, about 70–80 percent of all ship emissions emitted within 400 km of land [1-3]. Carbon dioxide (CO_2), carbon monoxide (CO), sulphur oxides (SOx), nitrogen oxides (NOx), hydrocarbons (HC) and particulate matters (PM) are the key emission compounds from marine diesel engines. CO_2, SOx, heavy metals and sulphur compounds become from fuel property whereas CO, NOx and PM originated from engine technology [4]. The global estimates show that shipping emits between 0.9 and 1.7 million tons of particulate matter annually [5].
Due to the essential contribution of sea transport to global air pollution, ship based emissions have become a great concern in many studies recently. Corbett, Fischbeck [3], regarding the estimation of fuel sales, calculated annual ships emissions at 10.12 tonnes of NOx and 8.48 tonnes of SO_2. Yau, Lee [6], studied a detailed maritime emission inventory for ocean-going vessels in Hong Kong using AIS (Automatic Identification System) data. It was obtained that the total ship emissions from 37,150 voyages of OGVs in 2007 accounting for 17%, 11%, and 16% of the total emissions of NOx, SO_2, and PM10, respectively. Adamo, Andria [7], analyzed the data associated with the berthing operations and resulting emissions to better define suitable actions for emissions reduction via effect of

Istanbul Technical University
Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering,
Maslak 34469 İstanbul Turkey.
*Corresponding author ; e-mail: ergin@itu.edu.tr ; Phone: +90-532-527 3720

shore-side electrical power supply at Port of Taranto. Other various emission inventory studies calculated CO_2, NOx and SOx emissions both locally and globally [8-16].
In addition to emission inventory studies there are also experimental studies about ship emissions [17-24]. Winnes and Fridell [23] carried out emission measurements on board of a product tanker by using HFO and MGO for various engine loads. Change of fuels and their effects on exhaust gas composition and emissions were investigated. Uriondo, Grados [24] presented the differences on NOx emissions measured at the test bed and on board.
Several pollutants, including NOx from newly built ships, and SOx are regulated by the IMO MARPOL Annex VI convention. According to this convention, there are certain maritime regions on the world designated as emission control areas (ECAs). In these areas, the regulated emission levels are lower than in the rest of the ocean. The regulations will become tighter step by step and additionally, the number of emission control areas will increase [25]. EU has also specific measures for the reduction of ship air pollution in harbour areas [4]. In 2014, Turkey also became a party of MARPOL Annex VI.
Exhaust gases emitted from ships to atmosphere are rarefied after they are interacting with air. While exhaust gases are diluting in the atmosphere, they are partially reverted and then some chemical compounds drop on land and sea. As a result of this, emissions from ships cause many adverse environmental effects such as acidification, climate change and air pollution, to name the most important. In port and coastal cities, ship emissions are a dominant source of urban pollution in many cases. Furthermore, ship emissions may be transported in the atmosphere over several hundreds of kilometers, hence, this can contribute to significant air pollution problems on land, even if they are emitted at sea [26]. This air emission on land directly affect the acidification or eutrophication of natural ecosystems and biodiversity of freshwater bodies concerning of sulfur and nitrogen compounds deposition. Thus, the control of particle emissions, NOx and SO_2 has positive effects on air quality, eutrophication and acidification [27, 28].
The shipping activity in the Marmara Sea, Turkey has increased substantially over the last fifty years, and now it has a significant contribution to the global shipping emissions. The Marmara Sea has both national and international marine traffic which covers transit, non-transit and domestic ships. More than 2.5 million people are daily crossing from one side to another in Istanbul by using city ferries, sea busses and other shuttle boats. The number of vessels transits the Istanbul and the Çanakkale Straits are respectively, 50871 and 46686 in 2010 [29]. As seen also from Figure 1, the local ship traffic is intensive in Marmara Sea. Therefore, there are some studies on the ship based emissions at Marmara Sea. Ergin [29], estimated exhaust emissions from ships at Marmara Sea and Turkish Straits using 2010 AIS data and national statistics. The results of the calculations are 56.49 tonnes/year of NOx emissions, 18.57 tonnes/year of SO_2 emissions, 18.57 tonnes/year of PM emissions and 2518.2 tonnes/year of CO_2 emissions. In the study, the cost and benefit analysis were also carried out for several scenarios including if the Marmara Sea and the Turkish Straits were designated as an Emission Control Area. Similar study was also carried out [30]. According to their results, implementing an ECA for the Marmara Sea and Turkish straits would reduce ship sourced PM10 and PM2.5 ambient concentrations in İstanbul by 67 %, and SO_2 by 90 %. Previous emission inventories of Marmara Sea and Turkish straits are presented in the studies of [31, 32].

Figure 1. Shipping traffic at Marmara Sea

The aim of this study is onboard measurements of exhaust emissions from a ferry sailing at Marmara sea, to investigate emission characteristics for different engine loads. On-board measurements were conducted for NOx, SOx, CO, CO_2, particulate matters (PM) and unburned hydrocarbons (HC). The shaft power, exhaust temperature,

exhaust velocity, exhaust humidity and ambient conditions were also measured. Experimental study was carried out on the main engine of the ferry. The main engine is a four-stroke medium speed diesel running with ultra-low sulfur diesel fuel. The results show that NOx emissions of the ferry are under the IMO limits. SO_2 emissions are quite low in comparison with the IMO limits due to the fuel type used in the main engine.

2. Experimental Investigation

Particle emission measurements were performed on a ferry running with the ultra-low sulfur diesel fuel (ULSD). The ferry was built in 2000. It is 81 m long and has a tonnage of 1600 GRT. She has two four-stroke medium speed main engines, each with 883 kW at rated speed of 750 rpm. Table 1 shows the main engine specifications. During the experiments, the ferry was sailing at Marmara Sea.

Table 1. Main engine specifications

Main Engine	
Type	4-stroke, turbocharged, intercooled
Power, kW	883
Speed, rpm	750
SFC,g/kWh	198
Compression ratio	12,06:1
Bore, mm	242
Swept volume, liters	117,8
Stroke, mm	320
Injection	Direct, mechanical, one pump per cylinder

Table 2 presents the properties of the low sulfur diesel fuel used in the main engine during the experiments.

Table 2. Fuel properties

Properties	
Density, kg/m3	831,1
Sulfur, mg/kg	4,4
Water content, mg/kg	48
Cetan Index	58,6

The emission sampling was carried out in the exhaust stack of the main engine in the engine room. During the measurements, the varying engine loads, 25%, 50 %, 75% and 100% were considered. According to IMO MARPOL Annex VI, E2 test cycle for the main engine was employed [25]. Sampling points were placed after the turbochargers. The sampling port and sampling line for the measurements are shown in Figure 2, schematically.

During the emission measurements, shaft power measurement system was monitored continuously and the engine brake power was measured by fixing strain gauges on the shaft. Reduction gear losses were considered as 5 %. The measurements also include the exhaust temperature, exhaust humidity, differential pressure, ambient pressure, ambient temperature and ambient humidity.

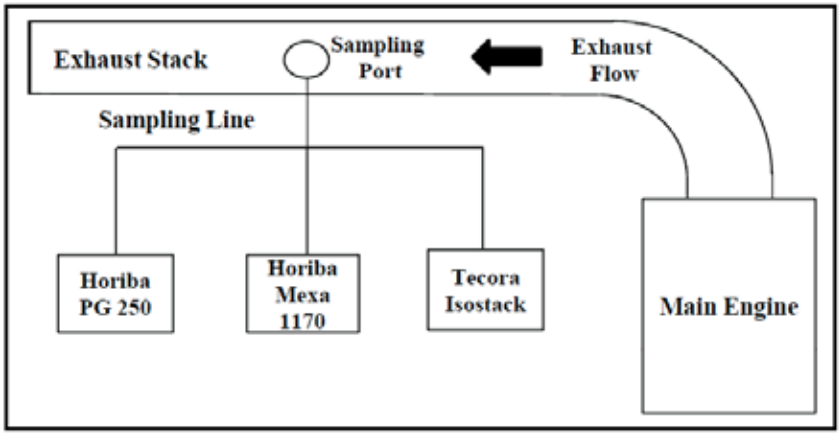


Figure 2. Experimental rig

Measurements were done under steady conditions regarding E2 cycle. Concentration of NOx, SO_2, CO, CO_2 and O_2 were measured in raw exhaust gas using Horiba PG-250 gas analyser at four different engine loads, namely 25 %, 50 %, 75 % and 100 %. Unburned HCs were measured by Horiba Mexa 1170. Ultimately, the particle mass was measured by Tecora Isostack Basic Equipment. Particle mass was collected by using 47 mm glass-microfibre filters that was analysed gravimetrically, weighed before and after sampling in a laboratory. Samplings took around 30 minutes at nearly steady conditions ensuring isokinetic flow rate. During the sampling, isokinetic deviation was less than 10 % that was acceptable regarding ISO 9096 standard [33].

3. Results and Discussion

Emission measurement results are reported as grams per kilowatt-hour (g/kWh) using the concentration of the measured exhaust pollutants, measured engine power and exhaust flow rate. The flow rate was calculated using the exhaust velocity based on the measured exhaust pressure differences. For each engine load, engine brake power output was measured on shaft by fixing strain gauges. Reduction gear losses were considered as 5%. Weighted emissions for gas pollutants and particulate matters were calculated using the methodology given in IMO NOx Technical code E2 test cycle for the main engine.

The emissions of nitrogen oxides (NOx), sulfur dioxide (SO_2), carbon dioxide (CO_2), carbon monoxide (CO), unburned hydrocarbons (HC) and particulate matters (PM) are presented for different engine loads in Figure 3.

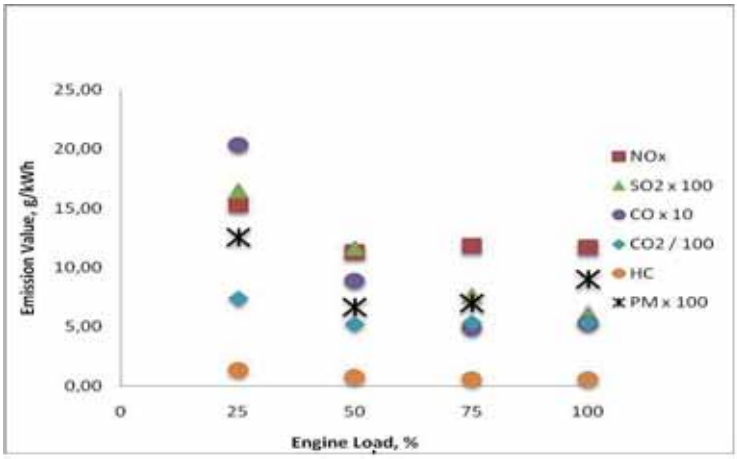


Figure 3. Gaseous emissions and particulate matters for main engine

It can be seen that the emission factors of NOx are between about 11 and 16 g/kWh for different loads. The emissions of NOx mainly depend on the combustion temperature, so, the emission values of NOx increase with the engine load. However, NOx emissions are highest at the engine load 25 % due to the lean mixture of air/fuel ratio [34]. CO emissions occur as a result of incomplete combustion of fuel. Mostly they increase with engine load due to the lack of oxygen. The highest value of CO emission is at 25% engine load. This is due to the low temperatures in the combustion chamber which affect the fuel atomization [35]. The emissions of CO_2 and SO_2 are related to the fuel properties [4]. However, there are some differences in the distribution of the emissions with this theory. The reason for this is the poor performance of the engine at partial loads due to cold start up, low combustion temperature, inadequate atomization, heat losses from combustion chamber and etc. The emissions of unburned HC occur as a result of incomplete combustion of the hydrocarbon fuel. The results show that the unburned HC emissions increase at the partial loads [36]. Particulate matter emissions mostly depend on sulfur content in the fuel [18, 37, 38]. Therefore, the particulate matter emissions are quite low, see Figure 3. The highest PM emissions were observed at the 25% engine load. This may be due to the low combustion efficiency that may influence the particle formation. The calculated uncertainties of measurements are in the range of 10-12%.
The overall weighted emission factors for the main engine are presented in Figure 4. The emission factors for NOx, SOx, CO, CO_2, HC and PM emissions are obtained as 11.91 g/kWh, 0.10 g/kWh, 0.67 g/kWh, 611.14 g/kWh, 0.62 g/kWh and 0.079 g/kWh, respectively. The overall weighted NOx emission value is obtained just under the IMO limit value 11.97 g/kWh.

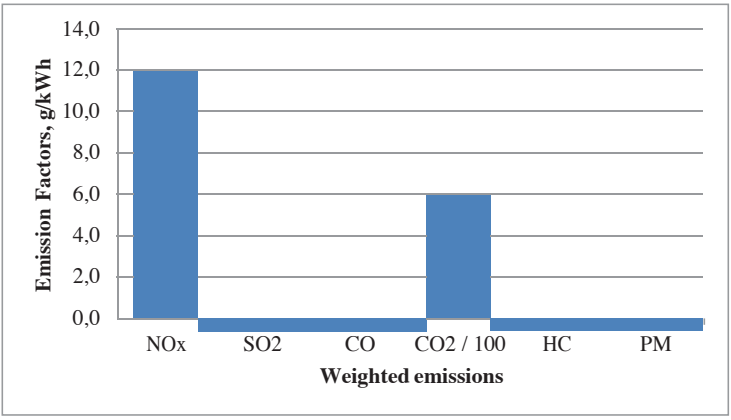


Figure 4. Overall weighted emission factors for the main engine

The results of the study indicate that ship emissions in the Marmara Sea may substantially degrade local air quality and affect human health adversely.

4. Conclusions

On board measurements were carried out on a ferry running on ultra-low sulfur diesel and sailing at Marmara Sea. According to the results, the weighted NOx emissions of the ferry was obtained as 11.91 g/kWh which is just under the limit value 11.97 g/kWh set by IMO, MARPOL Annex VI. SO_2 emissions are obtained quite low, this is due to the low sulfur diesel fuel used in the main engine. The results indicate that the highest emission values occur at the partial loads.
The shipping activity is increasing in the last 50 years in the Marmara Sea. Therefore, ship emissions are becoming dominant source of air pollution for this region. It should be reduced for adverse environmental and health effects. The measurements of the ship emissions are required and important to reduce the impacts of marine traffic on the air pollution. On the other hand, it will also help to develop new regulations, new mathematical models and innovative emission reduction technologies.

5. Acknowledgments

The ship owner company, IDO is gratefully acknowledged for their support on the experimental investigation. All the crew members are thanked for all kind efforts during on board study.

We thank Ministry of Development and Istanbul Development Agency for their financial support in 'Development of an accredited laboratory to serve in ship emissions measurements in Istanbul and IT supported training' project TR10/12/BTK/0004 supported under the program 'Information and Communication Technologies-Oriented Economic Development Intended for Non-profit Organizations'.

References

[1] IMO, *Study on greenhouse gas emissions from ships*. MT Rep. Mtoo A23-038. Trondheim, Norway: MARINTEK, 2000.

[2] Friedrich, A., et al., *Air pollution and greenhouse gas emissions from ocean-going ships: impacts, mitigation options and opportunities for managing growth*. The International Council on Clean Transport (ICCT), 2007.

[3] Corbett, J.J., P.S. Fischbeck, and S.N. Pandis, *Global nitrogen and sulfur inventories for oceangoing ships*. Journal of Geophysical Research: Atmospheres (1984–2012). 104(D3): pp. 3457-3470, 1999.

[4] Entec, *Quantification of emissions from ships associated with ship movements between ports in the European Community*. Report for the European Commission. Entec UK Limited, Northwich, Great Britain, 2002.

[5] Endresen, Ø., *Emission from international sea transportation and environmental impact*. Journal of Geophysical Research. 108(D17), 2003.

[6] Yau, P.S., et al., *Estimation of exhaust emission from ocean-going vessels in Hong Kong*. Sci Total Environ. 431: pp. 299-306, 2012.

[7] Adamo, F., et al., *Estimation of ship emissions in the port of Taranto*. Measurement. 47: pp. 982-988, 2014.

[8] Eyring, V., et al., *Emissions from international shipping: 1. The last 50 years*. Journal of Geophysical Research: Atmospheres (1984–2012). 110(D17), 2005.

[9] Cofala, J., et al., *Analysis of policy measures to reduce ship emissions in the context of the revision of the national emissions ceilings directive*. Laxenburg: International Institute for Applied Systems Analysis, 2007.

[10] Marmer, E., et al., *What can we learn about ship emission inventories from measurements of air pollutants over the Mediterranean Sea?* Atmospheric Chemistry and Physics. 9(18): pp. 6815-6831, 2009.

[11] Endresen, Ø., et al. *The environmental impacts of increased international maritime shipping–Past trends and future perspectives*. in *Proceedings of the Global Forum on Transport and Environment in a Globalising World, Guadalajara, Mexico, November*. 2008.

[12] Dalsøren, S.B., et al., *Update on emissions and environmental impacts from the international fleet of ships. The contribution from major ship types and ports*. Atmospheric Chemistry and Physics Discussions. 8(5): pp. 18323-18384, 2008.

[13] Corbett, J.J. and H.W. Koehler, *Updated emissions from ocean shipping*. Journal of Geophysical Research: Atmospheres (1984–2012). 108(D20), 2003.

[14] Matthias, V., et al., *The contribution of ship emissions to air pollution in the North Sea regions*. Environ Pollut. 158(6): pp. 2241-50, 2010.

[15] Yang, D.-q., et al., *An emission inventory of marine vessels in Shanghai in 2003*. Environmental science & technology. 41(15): pp. 5183-5190, 2007.

[16] Viana, M., et al., *Impact of maritime transport emissions on coastal air quality in Europe*. Atmospheric Environment. 90: pp. 96-105, 2014.

[17] Cooper, D., *Exhaust emissions from high speed passenger ferries*. Atmospheric Environment. 35(24): pp. 4189-4200, 2001.

[18] Winnes, H., et al., *On-board measurements of particle emissions from marine engines using fuels with different sulphur content*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, 2014.

[19] Winnes, H. and E. Fridell, *Emissions of NOX and particles from manoeuvring ships*. Transportation Research Part D: Transport and Environment. 15(4): pp. 204-211, 2010.

[20] Agrawal, H., et al., *Emission measurements from a crude oil tanker at sea*. Environmental science & technology. 42(19): pp. 7098-7103, 2008.

[21] Agrawal, H., et al., *Emissions from main propulsion engine on container ship at sea*. Journal of Geophysical Research: Atmospheres (1984–2012). 115(D23), 2010.

[22] Moldanová, J., et al., *Characterisation of particulate matter and gaseous emissions from a large ship diesel engine*. Atmospheric Environment. 43(16): pp. 2632-2641, 2009.

[23] Winnes, H. and E. Fridell, *Particle emissions from ships: Dependence on fuel type*. Journal of the Air & Waste Management Association. 59(12): pp. 1391-1398, 2009.

[24] Uriondo, Z., et al., *Effects of charged air temperature and pressure on NOx emissions of marine medium speed engines*. Transportation research Part D: Transport and environment. 16(4): pp. 288-295, 2011.
[25] IMO, *Revised MARPOL Annex VI: Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships and NOx Technical Code 2008*. International Maritime Organization,2009.
[26] Eyring, V., et al., *Multi-model simulations of the impact of international shipping on atmospheric chemistry and climate in 2000 and 2030*. Atmospheric Chemistry and Physics. 7(3): pp. 757-780, 2007.
[27] Eyring, V., et al., *Brief summary of the impact of ship emissions on atmospheric composition, climate, and human health*. Document submitted to the Health and Environment sub-group of the International Maritime Organization. 6, 2007.
[28] Pitts, B.F. and J. Pitts, *Chemistry of the upper and lower atmosphere: Theory, experiments and applications*. Academic Press New York,2000.
[29] Ergin, S., *Controlling of Ship-Source Air Pollution, Final Report, Supported by Turkish Ministry of Environment and Urban Planning*. 2011.
[30] Viana, M., et al., *Environmental and Health Benefits from Designating the Marmara Sea and the Turkish Straits as an Emission Control Area (ECA)*. Environmental science & technology. 49(6): pp. 3304-3313, 2015.
[31] Kesgin, U. and N. Vardar, *A study on exhaust gas emissions from ships in Turkish Straits*. Atmospheric Environment. 35(10): pp. 1863-1870, 2001.
[32] Deniz, C. and Y. Durmuşoğlu, *Estimating shipping emissions in the region of the Sea of Marmara, Turkey*. Science of the total environment. 390(1): pp. 255-261, 2008.
[33] ISO9096, *International Standards Organisation, ISO 9096, Stationary Source Emissions–Determination of concentration and mass flow rate of particulate material in gas-carrying ducts* 2003.
[34] EPA, *Technical Bulletin, Nitrogen Oxides (NOx), Why and How They Are Controlled*. US Environmental Protection Agency Washington, DC, 1999.
[35] EPA, *AP 42, Chapter 1: External Combustion Sources*. US Environmental Protection Agency Washington, DC, Fifth Edition. I, 2010.
[36] Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals*. Vol. 930. Mcgraw-hill New York,1988.
[37] Merkisz, J., et al., *An investigation of influence of diesel fuel sulphur content on particulates emissions from direct injection common rail diesel vehicle*. Journal of KONES Internal Combustion Engines,(3-4), 2002.
[38] Singal, S. and B. Pundir, *Diesel fuel quality and particulate emissions: an overview*. SAE Technical Paper: SAE Technical Paper,1996.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF ORGANIC RANKINE CYCLE FOR WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM OF A SHIP

Mehmet AKMAN[1], Selma ERGİN[2]

ABSTRACT

Rising operating costs and stricter environmental regulations are driving researchers to develop new methods to improve the energy efficiency of ships. One of the method is to use waste heat recovery system based on Organic Rankine Cycle (ORC). This paper aims to investigate the ORC system performance by using the waste heat of a medium-range tanker"s main engine. During the thermodynamic analysis, R245fa was selected as the working fluid for ORC system. Jacket water and exhaust gas waste heat recovery models were analyzed separately then two waste heat sources were combined. The results show that the combined ORC system can increase the main engine thermal efficiency by more than 4% when the engine is operated at 70% of its specified maximum continuous rating (SMCR).

Keywords: Organic Rankine Cycle, waste heat recovery, marine diesel engine, thermodynamic analysis

Nomenclature

Symbol	Name	Units
T	Temperature	°C
P	Pressure	kPa
W	Power	kW
$SMCR$	Specific Maximum Continuous Rating	%
$SFOC$	Specific Fuel Oil Consumption	g/kWh
$\dot{m}$	Mass flow rate	kg/s
c_p	Specific heat	kj/kg-K
	Heat transfer rate	kW
GWP	Global Warming Potential	-
ODP	Ozone Depleting Potential	-
FS	Fuel save	g/kWh
ε	Returned mechanical power percentage ratio	%
t_{oh}	Operation time	hours
η	Efficiency	%
$WHRS$	Waste Heat Recovery System	-
ORC	Organic Rankine Cycle	-

1 Piri Reis Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümü, 34940-Tuzla/İstanbul, Tel: 0216 581 00 50, e-posta: makman@pirireis.edu.tr
2 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, 34469-Maslak/İstanbul, Tel:0212 285 63 89, e-posta: ergin@itu.edu.tr

Subscripts and Superscripts	Name
jw	Jacket water
ex	Exhaust gas
comb	Combined
sw	Sea water
e	Electrical
g	Generator
m	Mechanical
in	Inlet, in
out	Outlet, out
v	Vessel
t	Turbine
p	Pump
ev	Evaporator
con	Condenser
th	Thermal
pp	Pinch Point

1. Introduction

Climate change, regulations on environmental pollution prevention, energy saving and decreasing operational costs have become the primary issues for shipping industry. International Maritime Organization predicts that shipping will grow in tonne-nm of around 147% to %302 by 2050 and at this rate, CO_2 emissions will grow 400% by 2050 from the 2007 level [1]. In addition, according to the third IMO GHG 2014 study, between the years 2007 and 2012, maritime shipping has 2,8% share of global Green House Gases (GHG) emissions which means about 1 billion tons annually, along with 15% of NO_X and 13% of SO_X global emissions [2]. Therefore, current studies focus on increasing energy efficiency, reducing costs and emissions. One of the most promising technology for fulfilling the requirements is Organic Rankine Cycle (ORC). Unlike Rankine steam process, organic working fluid is used in the cycle to recover waste heat. Considering the marine diesel engines‟ energy balance, more than 50% of fuel energy is lost while the remaining part is used to produce mechanical or electric power [3]. To recover the waste heat from ship engines, ORC systems have been introduced and first ORC system was installed onboard of a car-truck carrier Wallenius marine vessel [4]. By using this ORC system onboard, fuel saving is predicted as 4-6% [5]. Another ORC system called „Wärtsilä Marine Engine Combined Cycle‟ (ECC) which recovers exhaust gas and jacket water waste heat, was developed by Turboden and Wärtsilä cooperation and it was asserted that system would increase the main engine power from 8 to 12% [6].

Many studies have been done in marine waste heat recovery, recently. Larsen et al. [7] compared the ORC, Kalina cycle and steam Rankine cycle performances for a two-stroke engine and analysis results indicates that ORC contributed 7% additional power while others contributed 5%. Suarez and Greig [8] modelled the ORC exhaust gas waste heat recovery system for a large marine diesel engine by comparing different working fluids including water and they presented that comparing classical Rankine cycle, ORC performs better performance. Soffiato et al. [9] presented ORC for an LNG carrier by comparing simple, regenerative and two-stage configurations, using six different working fluids and results indicated that maximum net power output obtained by two-stage ORC which corresponds a 3,5% increase of the ship power output. According to the report released by MAN Diesel Turbo, by scavenge air and exhaust gas energy utilization, a waste heat recovery system consisting of steam and power turbines can produce an electrical output 11 % of main engine power [10]. Yang and Yeh [11] examined the thermodynamic and economic performance optimization of an ORC system recovering the exhaust gas waste heat from a large marine diesel engine by using four different working fluids, as a result, R245fa showed the most fulfilling performance and such a system can reduce 76% CO_2 emissions per kWh.

2. Waste Heat Sources Onboard Ship

Diesel engines reaching thermal efficiencies up to 53% are the most common prime movers for ships [1]. According to the study [12], MAN B&W 12K98ME/MC model 68.640 kW (@94 r/min) two-stroke engine, at full SMCR, exhaust gas takes 25,5% of the released energy and the rest of 16,5%, 5,2%, 2,9% and 0,6% are shared by scavenge air, jacket water, lubrication oil and heat radiation, respectively. Despite their high efficiencies, amount of rest energy of marine diesel engines are still remarkable to recover.

There are some waste heat recovery systems still being developed by engine manufacturers as steam turbines, power turbines, ORC and combined systems so that one of the important step is to select a suitable system for ship engines. MAN Diesel&Turbo recommends ORC if the main engine power is below 15 MW [10]. In the light of these, a medium-range tanker which an has electronically controlled MAN B&W 6G50ME model two-stroke diesel engine rating 10.320 kW at 100 rpm is selected for analysis. Ship"s features are given in Table 1.

Table 1 Features of selected oil/chemical tanker

Features	**Value**	**Unit**
Deadweight	49.990	t
Installed Power (Main Engine) – MAN B&W 6G50ME (Tier II)	10.320 (x1)	kW
Installed Power (Auxiliary Engines)	840 (x2)	kW
Fixed Pitch Propeller	1	-
Turbocharger	1	-
Cooling System Heat Dissipation	6.000	kW

Required data of main engine was taken from MAN - Computerized Engine Application System (CEAS) calculation software [13]. Software can calculate SFOC, heat release, mass flow rate and temperatures of exhaust gas, scavenge air, jacket water and lubrication oil changing with engine load at ISO, tropical and specified ambient conditions. In this study, standard ambient reference conditions according to ISO 3046 [14] were used. Table 2 and Figure 1 show the exhaust gas temperature and mass flow rate changing with the engine parameters.

Table 2. Exhaust gas properties changing with engine load (ambient air temp.: 25 °C)

Load % SMCR	**Power** kW	**Speed** r/min	**SFOC** g/kWh	**Mass Flow Rate** kg/s	**Temperature*** °C
100	10.320	100	168,0	22,3	235
90	9.288	96,5	165,8	20,7	223
85	8.772	94,7	165,0	19,9	219
75	7.740	90,9	164,1	18,2	215
70	7.224	88,8	164,0	17,3	215
60	6.192	84,3	164,8	15,3	220
50	5.160	79,4	166,5	13,1	230
35	3.612	70,5	170,1	9,4	256
25	2.580	63,0	173,1	8,2	220

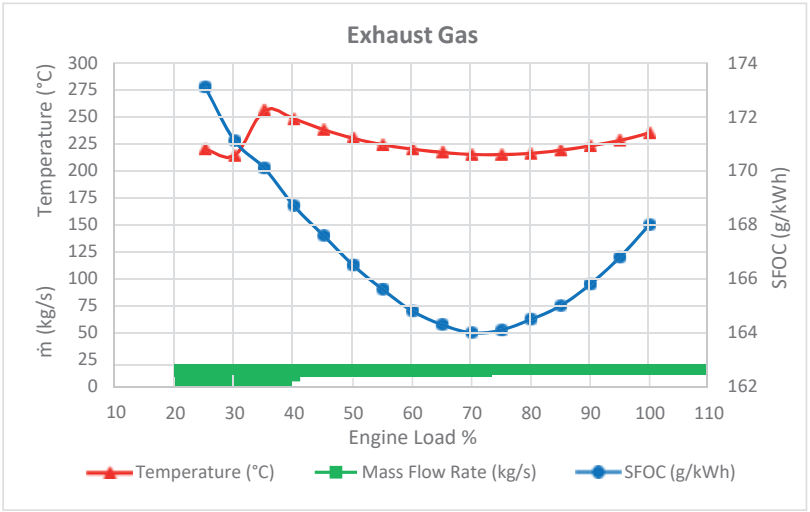


Figure 1. Exhaust gas temperature, mass flow rate and SFOC changing with engine load

Models used in this study, are based on recovering the heat energy of jacket water and exhaust gas. Figure 2 indicates the jacket water heat load changing with engine load.

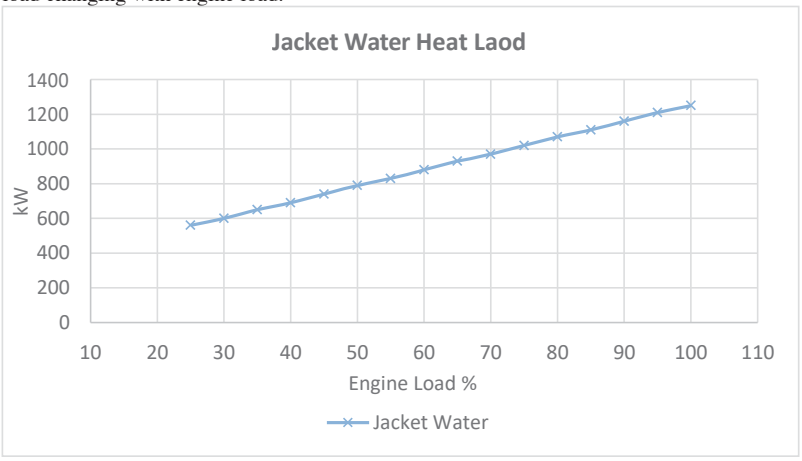


Figure 2. Jacket water heat change with engine load

According to the software report, total cooling capacity is 6000 kW including scavenge air, jacket water and lubrication oil heat load. Lubrication oil and scavenge air waste heat were not included in models.

3. Working Fluid Selection for Marine Type ORC Systems

The fluids used in ORC applications can be obtained from hydrocarbons, siloxanes, alcohols, ethers etc. Working fluids are categorized in three groups related with the slope of the saturated vapor line in T-s diagram [15]. Dry fluids has positive, wet fluids has negative and isentropic fluids has infinitive slope effecting the performance outputs of the cycle [16, 17]. Therefore, thermodynamic performance to gain high thermal efficiency and power output is the key point for fluid selection. Moreover, fluid should be environmentally friendly which means that it should have low global warming and ozone depleting potential, non-corrosive, chemically stable, non-toxic, non-flammable, non-explosive, cheap and accepted by industry [18, 19].

Wang et al. [20] analyzed the performance of different working fluids for internal combustion engines‟ waste heat and results indicated that despite R11, R113, R141b and R123 have better thermodynamic performance, R245fa and R245ca are the most available fluids based on their safety and environmental features. Bao et al. [21] recommends R245fa as working fluid due to its low cycle irreversibility, high efficiency and work output. Branchini et al. [22] analyzed different thermodynamic factors in various ORC systems and results indicated that R245fa gave the best performance. As studies before, R245fa selected as working fluid for the cycles.

Table 3 shows some properties of R245fa [18].

Table 3. Properties of R245fa as selected working fluid

Molecule Weight	134.05 g/mol
Normal Boiling Point	15.14 °C
Critical Temperature	154.01 °C
Critical Pressure	3651.0 kPa
Global Warming Potential (GWP)	950
Ozone Depleting Potential (ODP)	0
ASHRAE-34	B1 (higher toxicity, no flame propagation)

4. Thermodynamic Analysis of WHR Models

Different performance characteristics of ORC at various engine loads were investigated. MATLAB and Refprop 9.0 [23] softwares were used in calculations. Models iterate the heat inputs to the cycle at given engine load. Configured ORC system consists of a boiler which also cools the engine jacket water, turbine, condenser and a pump, basically. After superheating at boiler, working fluid drives the turbine to gain electricity in generator and it is cooled down in condenser and pumped again to boiler.
Onboard ship, central cooling system cools the charge air, jacket water and lubrication oil. Instead of direct cooling by sea water, model-1 and model-2 ORC systems to recover the waste heat are offered. Assumption list for ORC systems is given in Table 4.

Table 4. Assumption of operating parameters [8,11,24]

Section of Cycle	Variable	Value
Condenser	Inlet Sink Temperature (T_{sw})	25 °C
Expander	Turbine Isentropic Efficiency(η_t)	0,85
Pump	Pump Isentropic Efficiency (η_p)	0,85
Working Fluid	Condensation Temperature	35 °C
Jacket Water	Temperature at Cooler Inlet	90 °C
Heat Exchangers	Pinch Point Temperature Difference (Δ_{pp})	10 °C
	Efficiency (η_{he})	98 %
	Pressure Drop (isobaric)	-
Generator	Turbine Mechanical Efficiency	96 %
	Efficiency	95 %
Fuel	Low Calorific Value (LVC)	42.700 kj/kg
5796,2 hours of operation (t_{oh})		
Steady-state system		

Model-1 consists of jacket water and exhaust gas ORC waste heat recovery systems given as bottoming and topping cycles respectively as indicated with T-s diagrams on Figure 3.

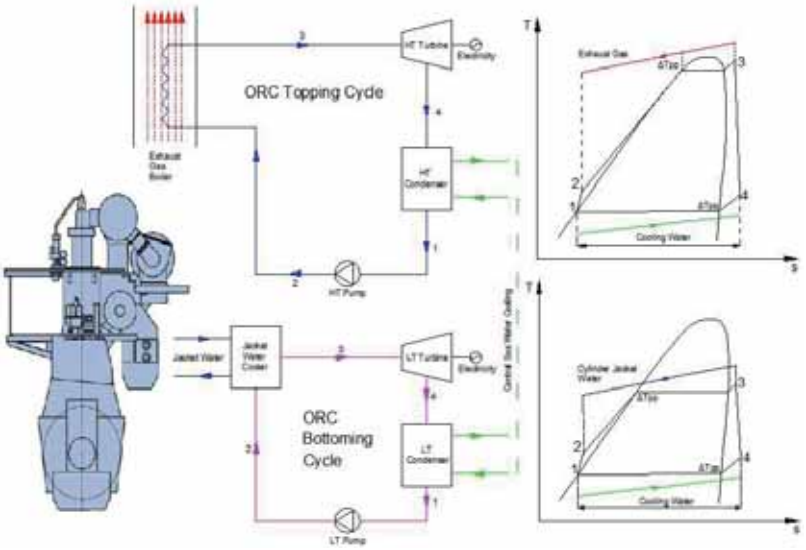


Figure 3. Model-1 Jacket water and exhaust gas ORC waste heat recovery system

Sea water temperature at condenser inlet was taken as 25 °C at bottoming cycle. Engine jacket water inlet and outlet temperatures at cooler were 90 °C and 70 °C, respectively. Fluid"s evaporation temperature was taken as 80 °C and the fluid was heated up to 85 °C.

Engine exhaust gas is the most remarkable waste heat relating to its high energetic and exergetic content [25]. Therefore, in general, tankers use exhaust gas energy after turbocharger for heating the cargo tanks by producing steam in an economizer mounted on funnel. Selected ship has an economizer as well. However, as case study, topping cycle in model-1 and model-2 suggests an exhaust gas heat recovery system to gain electricity. For topping cycle, sea water inlet temperature was taken as 25 °C while the condensation temperature was 35 °C. Exhaust gas was cooled down to 140 °C based on the acid forming problem [11]. Evaporation temperature was taken as 150 °C and working fluid was heated up to critical temperature.

Model-2 is a combined heat recovery system including, jacket water and exhaust gas waste heat recovery indicated on Figure 4.

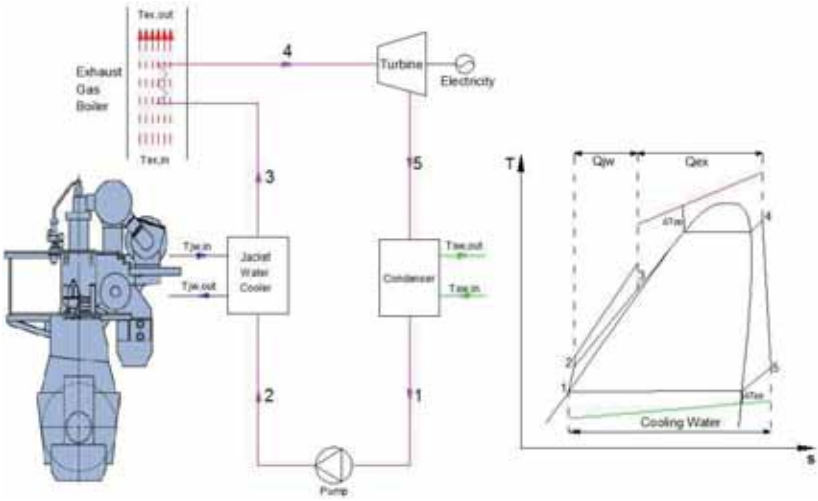


Figure 4. Model-2 Combined ORC waste heat recovery system

In combined model, jacket water works as pre-heater and exhaust gas energy was used for evaporating and super-heating. System is working at constant pressures and the values were determined by pinch point temperature difference approach.

After jacket water cooler (pre-heater), working fluid"s temperature was assumed as 75 °C and fluid was heated up to critical temperature [8]. The energy balance of ORC models are indicated as equations below.

For heat exchangers the heat flow from jacket water, exhaust gas and condenser are defined as follows:

$$\dot{O}_{jw} = \dot{m}_{jw}\, c_{p_jw}\, (T_{jw,in} - T_{jw,out})\eta_{he} = \dot{m}_f(h_3 - h_2) \quad (1)$$

$$\dot{O}_{ex} = \dot{m}_{ex}\, c_{p_ex}\, (T_{ex,in} - T_{ex,out})\eta_{he} = \dot{m}_f(h_4 - h_3) \quad (3)$$

$$\dot{O}_{con} = \dot{m}_{sw}\, c_{p_sw}\, (T_{sw,in} - T_{sw,out})\eta_{he} = \dot{m}_f(h_5 - h_1) \quad (4)$$

Expander and pump;

The power output of the expander is determined by inlet and outlet enthalpy difference of turbine as given by:

$$\dot{W}_t = m_f(h_4 - h_{5s})\eta_t \qquad \text{where } h_{5s} \text{ is the enthalpy after isentropic expansion} \quad (5)$$

The power input is determined by inlet and outlet enthalpy difference of the pump as:

$$\dot{W}_p = m_f(h_{2s} - h_1)/\eta_p \qquad \text{where } h_{2s} \text{ is the enthalpy after isentropic compression} \quad (6)$$

WHRS;

Thermal efficiency of the system is given by:

$$\eta_{th} = \dot{W}_{net} / \dot{O}_{in} \quad \text{where } \dot{O}_{in} \text{ is the total heat input.} \qquad (7)$$
$$= (\dot{W}_t - \dot{W}_p) / \dot{O}_{in}$$

The ratio of the mechanical power returned by WHRS to the ship is given by [8]:

$$\varepsilon = \dot{W}_{net} / \dot{W}_v \qquad (8)$$

Fuel saved by WHRS in tonnes/year is:

$$FS = \varepsilon t_{oh} SFOC \qquad (9)$$

Generated electric power is:

$$\dot{W}_e = \dot{W}_{net} \eta_m \eta_g \qquad (10)$$

Models" code was validated by comparing the results with those of Suarez and Greig [8]. Maximum deviation was about 3,4%. This difference may be due to the pinch point temperature difference, mass flow rate correction in boiler and reading errors.

5. Results

Two models were analyzed at different engine operational conditions from 25% MCR to 100% MCR. Condensation temperature is the same at all models as 35 °C and by pinch point analysis, corresponding condensation pressure is 211,7 kPa. Evaporation pressure changes with respect to the source temperature and heat load. The evaporation pressure of the jacket water in the ORC system is 789,3 kPa. The evaporation pressure of the exhaust gas in the combined model remain constant as 3394,6 kPa which is close to the critical pressure to gain maximum power output.

In two models, mass flow rate increases based on the heat release, however, curve characteristics of each system is different as shown on Figure 5. The mass flow rate curve of bottoming cycle is close to the linear and combined model"s curve is very similar to the topping cycle"s curve relating to the exhaust gas heat load change. The sharp rise at the point 35% MCR stems from the high exhaust gas temperature at given load. To maintain the cooling of jacket water properly, waste heat at cooler should be absorbed. In addition, to prevent the acid forming in funnel, exhaust gas temperature should be controlled. Therefore, the excess of mass flow was by-passed after jacket water cooler.

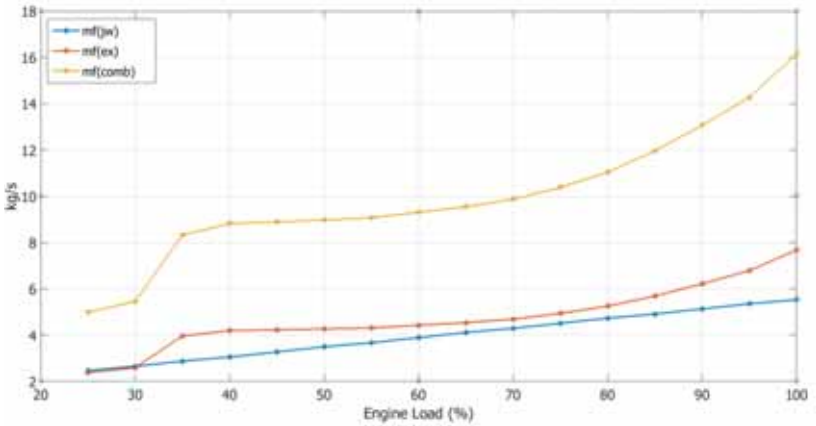


Figure 5. Mass flow rate of ORC models at different engine loads

Combined model‟s mass flow rate is greater than the mass flow rates of two cycles at all loads. At full load, its mass flow rate is about three times larger than the mass flow rate of jacket water waste heat recovery system. The pump power requirement of each models are proportional to the mass flow rate as indicated on Figure 6. At full load, for combined model, pump power is 46,13 kW while this value is 2,87 kW for jacket water and 21,94 kW for exhaust gas WHRS system.

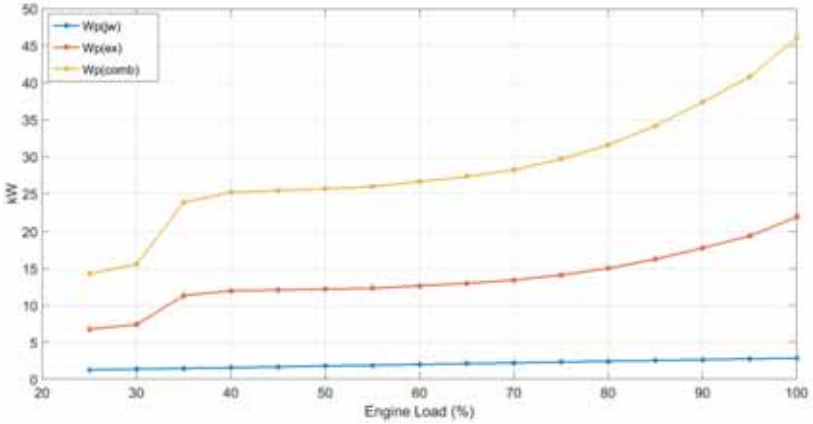


Figure 6. Pump power change with engine load

Turbine power output of the ORC system increases by the heat input to boiler. At full load, combined model‟s turbine power output is 452.05 kW while this value for topping and bottoming cycles are 365,5 kW and 116,06 kW, respectively. As can be seen in Figure 7, net electric power generation of different ORC models increases with respect to the engine load.

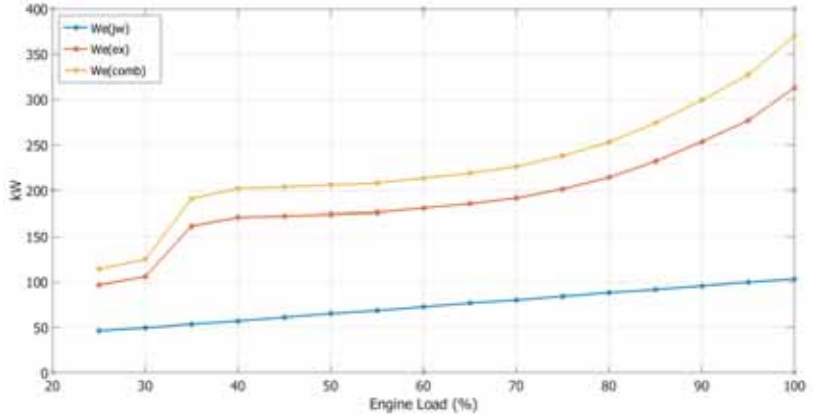


Figure 7. Net electric power generation of the ORC models depending on the engine load

According to the graph, jacket water and exhaust gas waste heat recovery systems‟ maximum electric power generation are 103,23 kWe and 313,33 kWe, respectively at full load. For combined system, this value is 370,2 kWe at the same load.

Maximum thermal efficiencies of the cycles are 9,24% for bottoming, 14,74% for topping and 13,63% as total for model-1. This value is 12,11% for model-2. Jacket water"s waste heat amount and maximum temperature is the lowest comparing with the exhaust gas. This limits working at higher pressures for bottoming cycle in model-1. Exhaust gas energy quality is the highest so that topping cycle thermal efficiency is the maximum. In model-2, amount of waste energy utilization is not as much as single systems based on the mass flow by-pass.

ORC systems increase the thermal efficiency of the main engine because of the waste heat recovery. Figure 8 shows the change in thermal efficiencies of the engine with or without ORC WHRS systems. Maximum engine efficiency is 51,4% with turbocharger. By adding bottoming cycle, thermal efficiency increases up to 52.03% and engine with topping cycle, efficiency is 52.9%. Two single systems (model-1) increase the efficiency up to 53.52% in total and engine with model-2 efficiency rises to 53.17%. Maximum efficiency values of each models were obtained at 70% MCR corresponding the minimum fuel oil consumption.

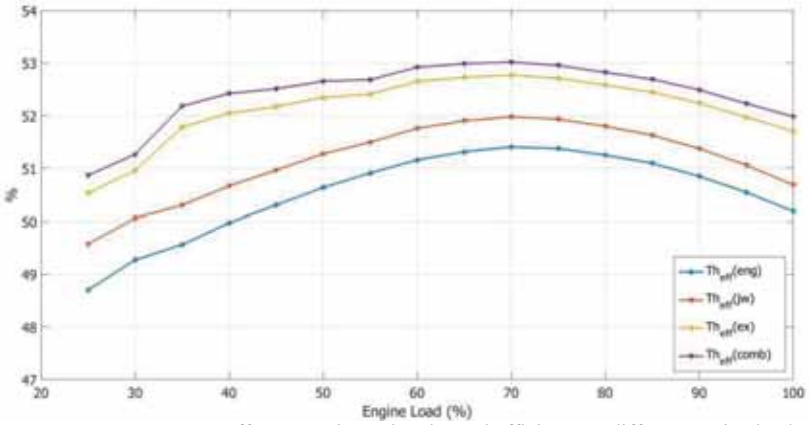


Figure 8. ORC systems" effect on main engine thermal efficiency at different engine loads

Recovering the waste heat by ORC system means saving fuel consumption that will decrease the operational costs and emissions. Fuel savings are given in g/kWh on Figure 9.

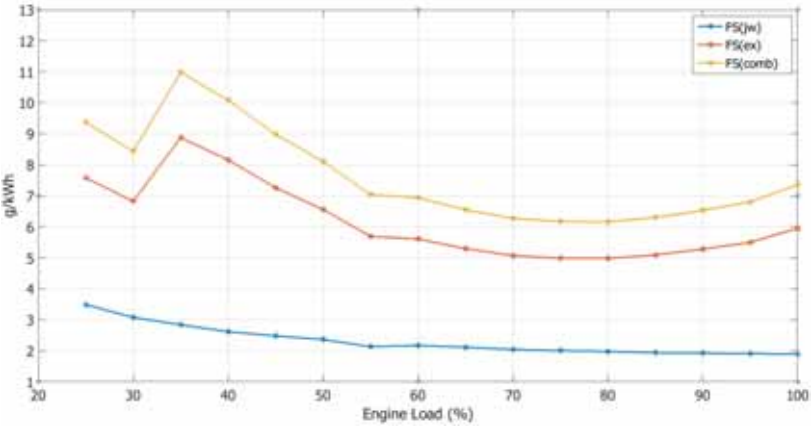


Figure 9. Fuel savings by ORC systems depending on engine load

At partial loads below 50% MCR, fuel savings are higher in g/kWh because of the fuel consumption at these loads. When ORC power output increases, returned power percentage increases as well. At full load, 7.36 g/kWh of fuel can be saved by model-2 ORC. This value corresponds 440.2 tonnes of fuel per year.

Model-2 ORC system"s thermal efficiency is only about 1% lower of model-1. Net electric power generation difference is about 11% of model-1. However, the estimated capital cost is 31.7% lower than model-1 [18]. Therefore, model-2 is suggested from the aspect of economics.

6. Conclusions

In this study, by using R245fa as working fluid, thermodynamic analysis of jacket water and exhaust gas ORC waste heat recovery systems are conducted separately at different operational conditions of the main engine. Then two sources were combined and analyzed. According to the results, overall engine thermal efficiency can be increased up to 1.23% by jacket water, 2,92% by exhaust gas and 4,12% in total for model-1. This value for model-2 is 3.44%. By combining the separate exhaust and jacket water waste heat recovery cycles into a single cycle will be more advantageous considering the engine room area and investment cost. By using ORC WHRS system for selected ship, up to 440,2 tonnes of fuel can be saved annually with model-2. As a result, model-2 ORC WHRS system is recommended for increasing the efficiency of main engine, gaining the electricity to prevent the overload of generators, environmental concerns and decreasing operational costs, based on its economical and feasible advantages.

References

[1] International Maritime Organization, 2009, *MEPC 59/Inf. 10*,

[2] International Maritime Organization, 2014, *Third GHG Study,*

[3] MAN Diesel and Turbo, 2014, "Thermo efficiency system for reduction of fuel consumption and CO_2".

[4] Opcon, 2011, „Opcon signs co-operation agreement with MAN Diesel & Turbo", press release.

[5] Tchance BF, Lambrinos Gr, Frangoudakis A, Papadakis G., 2011, "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – a review of various applications", *Renewable Sustainable Energy,* Rev 15:3953-79.

[6] Wärtsilä, 2010, „Wärtsilä and Turboden sign agreement to launch Wärtsilä Marine ECC" (accessed on 22.10.2016) URL: http://www.wartsila.com/media/news/09-09-2010-wartsila-and-turboden-sign-agreement-to-launch-wartsila-marine-ecc

[7] Larsen U., Sigthorsson O., Haglind F., "A comparison of advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships", Energy 2014;74: 260 – 268.

[8] Suarez, S., Greig A., "Making shipping greener: ORC modelling under realistic operative conditions", *Low Carbon Shipping Conference, London, 2013*

[9] Soffiato M., Frangopulos A.C., Manente G., Rech S., Lazzaretto A., "Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier", *Energy Conversion and Management,* 2015;92: 523-534.

[10] MAN Diesel and Turbo, 2013, "Waste Heat Recovery System for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI".

[11] Yang M., Yeh R., 2015, "Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery", *Energy,* 82: 256-268.

[12] Singh D.V., Pedersen E., 2016, "A review of waste heat recovery technologies for maritime applications". *Energy Conversion and Management* 111: 315 – 328.

[13] MAN Diesel and Turbo, Marine/Two-Stroke/CEAS/6G50ME. (accessed on 22.10.2016) URL: http://marine.man.eu/two-stroke/ceas

[14] Reciprocating internal combustion engines -- Performance -- Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods -- Additional requirements for engines for general use*;* ISO 3046-1:2002.

[15] Somayaji, P., Mago, Chamra L.M., 2006, "Performance Analysis of Different Working Fluids", Missisipi State University, ABD

[16] Wang D., Ling X., Peng H., Liu L., Tao L., 2013, "Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation", *Energy* 50: 343 - 352.

[17] Wang T., Zhang Y., Peng Z., Shu, G., 2011, "A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15: 2862 – 2871.

[18] Song J., Song Y., Gu C., "Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines" *Energy*, 82: 976 – 985.

[19] Larsen U., Pierobon L., Haglind F., Gabrielli C., 2013, "Design and optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection", *Energy*, 55: 803 – 812.

[20] Wang EH., Zhang HG., Fan BY., Ouyang MG., Zhao Y., Mu QH., 2011, "Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery", *Energy,* 36: 3406 - 3418.

[21] Bao J., Zhao L., 2013, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle", *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* 325–342.

[22] Branchini L., De Pascale A., Peretto A., 2013, "Systematic comparison of ORC configurtions by means of comprehensive performance indexes", *Applied Thermal Engineering*, 61: 129 – 40.

[23] NIST Standard Reference Database. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties REFPROP, Version 9.0.

[24] Radica G., Medica V., Grljušić M., "Calculation of efficiencies of a ship power plant operating with waste heat and power production", *Energies*, 2015;8: 4273-4299.

[25] Bellolio S., Lemort v., Rigo P., "Organic Rankine cycle systems for waste heat recovery in marine applications" (accessed on 22.10.2016). URL: https://orbi.ulg.ac.be/bitstream/2268/189044/1/University%20of%20Liege%20Bellolio_Marine_ORC_SCC2015.pdf

GEMİ DİZEL MAKİNELERİNDE

NO_x EMİSYONUNU AZALTMAK İÇİN UYGULANAN

YÖNTEMLERİN MALİYET ANALİZİ

İsmail ALTIN[1]

ÖZET

Gemi dizel makinelerinden önemli oranda NO_x emisyonu salımı gerçekleşmektedir. Genel olarak, NO_x emisyonu motorda hafif fakir karışım ve yüksek yanma sıcaklığı koşullarında oluşmaktadır. NO_x emisyonu fotokimyasal sise, asit yağmuruna, kirletici partiküllerin oluşmasına, su kalitesinin bozulmasına, küresel ısınmaya ve zehirli kimyasalların ortaya çıkmasına neden olmaktadır. IMO belirli zamanlarda gemi makine kaynaklı NOx emisyonları için düzenlemeleri (örn. MARPOL Ek VI) güncellemektedir. Bu düzenlemelerdeki şartların karşılanması için mevcut makinelerin modifiye edilmesi veya yeni inşa aşamasındaki gemilere yeni nesil makinelerin kurulması gerekmektedir. Bu çalışmada, NO_x emisyonunu azaltma teknolojileri maliyet açısından kapsamlı bir şekilde incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: IMO, MARPOL, Gemi Dizel Makinesi, NOx Emisyonu, Emisyon Azaltma Teknolojileri, Maliyet Analizi

ABSTRACT

NO_x emissions are widely emitted by marine diesel engines. NOx emissions stemmed from a high temperature of engine combustion at nearly lean mixture in general. NOx emission leads to photochemical smog, acid rain, particles, water quality deterioration, global warming and toxic chemicals. IMO updates regulations (i.e. MARPOL Annex VI) on NO_x emissions for marine engines at certain times. To meet these regulations, some modification must be carried out current engines or newly built ships must be equipped with new generation marine engines. In this study, NO_x reduction technologies have been comprehensively investigated in terms of cost

Keywords: IMO, MARPOL, Marine Diesel Engine, NOx Emission, Emission Reduction Technology, Cost Analysis

SEMBOL LİSTESİ

BM : Birim maliyet ($/kW)
CWI : Sürekli Su Püskürtme (Continous Water Injection)
DWI : Doğrudan Su Püskürtme (Direct Water Injection)
EGR : Egzoz Gazı Resirkülasyonu (Exhaust Gas Recirculation)
EM : Makine Modifikasyonu (Internal Engine Modification)
F : Fumigasyon (Fumigation)
FE : Yakıt Emülsiyonu (Fuel Emulsfication)
HAM : Nemli Hava Üreteci (Humid Air Motor)
HFO : Heavy Fuel Oil
MDO : Marine Diesel Oil

SCR : Seçici Kataliktik İndirgeme (Selective Catalytic Reduction)
Ti : Motor tipi (T1,T2,..)
TM : Toplam maliyet ($)

1.Giriş

Artan enerji yükü talebi beraberinde hava kirliliği ve diğer çevre sorunlarını da beraberinde getirmektedir. Kullanılan enerjinin çok önemli bir kısmı fosil kaynaklardan (petrolden) karşılanmaktadır. Fosil yakıtların yakılması ile açığa çıkan ısı enerjisi faydalı kısmı oluştururken, yanma işleminin doğal ürünü olan bazı zararlı egzoz gazları da atmosfer havasına karışmaktadır. Dünya ticari faaliyetinin önemli bir bölümü deniz yoluyla gerçekleştirilmektedir. Bu bağlamda, gemi kaynaklı kirleticilerin kontrol altına alınması (azaltılması/önlenmesi) konusunda çok önemli adımlar atılmıştır. Gemilerde sevk işlemi ve elektrik enerjisi üretimi için yoğun olarak fosil yakıtlı (HFO ve MDO) dizel makine kullanımına başvurulmaktadır. Bunun sonucu olarak, atmosfere doğrudan zararlı etkisi olmayan emisyonların (örn. CO_2) dışında çevre üzerinde olumsuz etki bırakan NO_x, SO_x, CO, HC ve parçacık madde salımı meydana gelmektedir. Egzoz emisyonu salımı yoluyla gemilerden çevreye atılan zararlı gazlar ve partiküller doğrudan zarar vermese bile, zamanla biriken atıklar asit yağmurlarından su kalitesinin bozulmasına kadar birçok çevre sorunun ortaya çıkmasına neden olabilmektedir. Bu konuda, Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO)'nun gemi kaynaklı kirleticilerin kontrol altına alınmasına yönelik MARPOL Sözleşmesi ile ilk defa 1997'de çalışmalarına başlamış ve geçen yıllar içerisinde güncellemeler yapılmıştır. MARPOL Ek VI'da NO_x emisyonu ile ilgili yeni güncellemeler yapılmıştır. Belirlenen yeni NO_x emisyonu salımı değerlerinin yakalanabilmesi için farklı teknolojilerin kullanımı gündeme gelmiştir. Sunulan bu çalışmada, NO_x emisyonunun kontrol edilmesi amacıyla kullanılan teknolojilerin kapsamlı bir maliyet analizi sistematik bir düzenleme ile tablolar şeklinde verilmiştir.

2. Gemi Dizel Makine Kaynaklı Egzoz Emisyonları

Gemi dizel makinelerinde kullanılan yakıtın ve yağlama yağının yanması sonucunda egzoz emisyonunda; O_2, CO_2, H_2O ve N_2 tam yanma ürünleri ile çevre üzerinde olumsuz etkileri olan NO_x ve SO_x, az miktarda CO ve HC ile parçacık madde bulunmaktadır [1]. Yukarıda sıralanan egzoz emisyonlarından SO_x emisyonları dizel makinede kullanılan yakıta bağlı olup yakıtın üretiminde yapılacak iyileştirmeler ile kükürt kaynaklı emisyon, oluşmadan birincil yöntemle önlenebilmektedir. Gemi dizel makinelerinde kullanılan yakıttaki kükürt oranının 2020 yılında MARPOL Ek VI kuralları gereği %3.5'ten %0.5'e düşürülecektir [2]. Egzoz gazları içerisindeki mevcut SO_2 ise; SO_x azaltma sistemleri (scrubber) ile giderilmektedir. Yakıt içerisinde kükürtün zararlı SOx oluşumuna etkisi yanında enjektörlerin ve yakıt pompasının yağlama işlemine katkı yapması gibi faydalı yönü de bulunmaktadır. Bu nedenle, çok düşük miktarda kükürt içeren yakıtlara yağlayıcı özelliği olan katkı maddelerinin eklenmesi gerekmektedir. NO_x emisyonu NO ve NO_2 emisyonlarının birleşik gösterimidir. Ekivalans oranı, yüksek yanma sıcaklığı ve zaman NO_x emisyonunun oluşumuna etki eden temel parametrelerdir [3]. NO_x emisyonu fotokimyasal sis ve asit yağmuru oluşumuna neden olan zararlı bir egzoz emisyon bileşenidir [4].

3. Uluslararası Denizcilik Örgütü NO_x Emisyon Düzenlemeleri

Uluslararası Denizcilik Örgütü'nün (IMO) NO_x emisyonu ile ilgili düzenlemeleri "Tier" kuralları serisi ile verilmektedir. En son düzenleme Tier III 2016 yılından itibaren Emisyon Kontrol Alanlarında (ECAs:North American Emission Control Area and the U.S. Caribbean Sea Emission Control Area) uygulanacaktır [2]. IMO'nun NO_x için belirlemiş olduğu emisyon sınırları Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. MARPOL Annex VI NO_x Emisyon Sınırları [2].

Tier	Tarih	NO_x Sınırları, g/kWh		
		n < 130	130 ≤ n <2000	n ≥ 2000
Tier I	2000	17.0	$45 \times n^{-0.2}$	9.8
Tier II*	2011	14.4	$44 \times n^{-0.23}$	7.7
Tier III	2016*	3.4	$9 \times n^{-0.2}$	1.96

*Tier II standartları ECA bölgeleri dışında uygulanmaktadır.

4. NO_x Emisyonunu Azaltma Yöntemleri

Bu bölümde NOx emisyonunun azaltılması amacıyla kullanılan belli başlı yöntemler hakkında kısaca bilgiler verilecektir.

***Seçici Kataliktik İndirgeme (SCR)*:** SCR reaktörü içersinde geçirilen egzoz gazının içerisine üre solüsyonunun püskürtülmesi ile NO_x emisyonu zararsız N_2 ve H_2O gazına dönüşür [5].

***Egzoz Gazı Resirkülasyonu (EGR)*:** Egzoz gazları filtrelenip soğutulduktan sonra tekrar emme havasına belli bir miktarda (genelde %10) eklenmesi şeklinde uygulanan bir yöntemdir. Yanma odasına tekrar gönderilen egzoz gazları yanma odasının sıcaklığının düşmesini sağlar. Böylece, yüksek yanma sonu sıcaklıklarının önüne geçilerek NO_x emisyonunun oluşumu önlenmiş olur [5].

Doğrudan Su Püskürtme (DWI): Tatlı suyun doğrudan dizel makinesinin yanma odasına püskürtülerek uygulanan bir yöntemdir. Bu yöntemde, su püskürtme sistemi 200-400 bar basınç aralığında elektronik olarak kontrol edilen bir pompa kullanılarak çalıştırılır. Su püskürtme sistemi yakıt püskürtme sisteminden bağımsız olarak çalışmaktadır. Böylece, su püskürtme sistemindeki herhangi bir arızanın, motorun çalışmasına olumsuz bir etki doğurması önlenmiş olmaktadır [5].

Fumigasyon (F): Emme havasının içerisine su eklenerek yanma odasına alınan taze havanın soğutulması prensibine dayanan bir yöntemdir [6].

Yakıt Emülsiyonu (FE): Yakıta doğrudan su ilave edildikten sonra sürekli bir karıştırma işlemine tabi tutulur. Karışımın homojen kalması için sürfektan madde ilave edilmesi gerekmektedir [7].

Makine Modifikasyonu (EM): Bu yöntemde; yanma işlemini, emilen havanın karakteristiklerini iyileştirme ve yakıt püskürtme sistemini optimize etme amacı bulunmaktadır. Bu amaçla, gemi makinesinin mekanik ve elektronik donanımlarında farklı düzenlemeler yapılamaktadır [5].

Nemli Hava Motoru (HAM): Bu yöntemle emilen havanın içerisine su püskürtülerek nemlendirme işlemi gerçekleştirilir. Böylece, makinedeki yanma işleminde çok yüksek yanma sıcaklıklarının ortaya çıkması önlenmiş olur. Sistemde deniz suyu kullanıldığından işletme maliyeti düşüktür [8,9].

Sürekli Su Püskürtme (CWI): Bu yöntemde su buharı doğrudan turboşarj çıkışındaki sıcak havanın içerisine doğrudan püskürtülür. Püskürtülen suyun miktarı; özgül yakıt tüketimi artışına neden olmaması için %25 ile sınırlandırılmaktadır [9].

4.1 NOx azaltma potansiyellerinin karşılaştırılması

NOx emisyonunun azaltılması amacıyla kullanılan teknolojiler hakkında kısaca bilgi verildikten sonra bu yöntemlerin hangi düzeyde başarılı olduğu konusunda da kısa bir irdelemenin yapılmasında yarar vardır. Tanıtılan yöntemlerin NOx azaltma potansiyelleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. NO_x azaltma teknolojilerinin karşılaştırılması [11,12,13]

Yöntemin adı		NOx indirgeme potansiyeli (%)
Seçici Kataliktik İndirgeme	SCR	95
Nemli Hava Motoru	HAM	60-80
Makine Modifikasyonu	EM	50-60
Doğrudan Su Püskürtme	DWI	40-60

Egzoz Gazı Resirkülasyonu	EGR	10-30
Yakıt Emülsiyonu	FE	20-25
Sürekli Su Püskürtme	CWI	30

5. Maliyet Analizi

NOx emisyonun azaltılmasında kullanılan teknolojilerin maliyet analizi daha önceden EPA [13] tarafından düzenlenmiş bir çalışmaya dayanılarak sunulmuştur. Çalışma kapsamında güncel olarak geçerli olan Tier III kuralları referans alınmıştır. Altı farklı teknolojinin altı farklı gemi makinesi tipine uygulanması durumunda ortaya çıkan mali tablo ortaya konulmuştur. Tablo 3'te incelenen gemi makinelerinin özellikleri verilmiştir. Tablo 4'te ise bu teknolojilerin toplam ve birim maliyetleri verilmiştir. Tablo 4 incelendiğinde en yüksek maliyetin SCR sisteminde oluştuğu görülmektedir.

Tablo 3. Tier III kapsamında NOx kontrol teknolojisi uygulanan gemi makineleri ve özellikleri [13].

Tipi	Orta Hızlı (T1)	Orta Hızlı (T2)	Orta Hızlı (T3)	Düşük Hızlı (T4)	Düşük Hızlı (T5)	Düşük Hızlı (T6)
Gücü (kW)	4500	9500	18000	8500	15000	48000
Silindir Sayısı	9	12	16	6	8	12
Silindir Hacmi (L)	35	65	95	380	650	1400
Devir Sayısı	650	550	500	130	110	100

Tablo 4. Tier III kapsamında NOx kontrol teknolojilerinin uygulama maliyetleri [13].

Uygulanan Yöntem		Gemi Makinesi Tipi					
		T1	T2	T3	T4	T5	T6
SCR	TM	390031	538317	701002	628292	945012	2082965
	BM	86.7	56.7	38.9	73.9	63.0	43.4
EGR	TM	85672	113814	154485	110932	158097	251058
	BM	19.0	12.0	8.6	13.1	10.5	5.2
DWI	TM	185605	293940	453371	283479	516997	1110962
	BM	41.2	30.9	25.2	33.4	34.5	23.1
F	TM	169892	256831	433959	352974	531652	1075359
	BM	37.8	27.0	24.1	41.5	35.4	22.4
FE	TM	86463	118720	152020	118520	151543	210001
	BM	19.2	12.5	8.4	13.9	10.1	4.4
EM	TM	52055	64422	105608	69092	93495	129061
	BM	11.6	6.8	5.9	8.1	6.2	2.7

Tablo 4'te verilen yöntemlerin altyapısını teşkil eden bazı ek maliyetler bulunmaktadır. Bu maliyetler de Tablo 5'te verilmiştir.

Tablo 5. Tier III kapsamında NOx kontrol teknolojilerinin uygulama maliyetleri [13].

Ek Maliyet Unsuru		Gemi Makinesi Tipi					
		T1	T2	T3	T4	T5	T6
Fumigasyon Su Tankı	$	2036	3253	4885	2775	3939	8071
Fumigasyonda Kullanılan Saf Su	$/kg	0.0264	0.0264	0.0264	0.0264	0.0264	0.0264
	$/saat	25	54	102	45	79	252
Emülsiyon Su Tankı	$	1132	1767	2610	1611	2240	4386
Emülsiyonda Kullanılan Saf Su	$/kg	0.0264	0.0264	0.0264	0.0264	0.0264	0.0264
	$/saat	9	19	36	16	28	90
DWI Su Tankı	$	1132	1767	2610	1611	2240	4386
DWI Saf Su Tankı	$/kg	0.0264	0.0264	0.0264	0.0264	0.0264	0.0264
	$/saat	9	19	36	16	28	90
Üre Tankı	$	1194	1868	2765	1690	2356	4636
Üre	$/kg	0.3684	0.3684	0.3684	0.3684	0.3684	0.3684
	$/saat	19	40	76	33	59	188

Maliyet unsurunun yanında ek olarak, ilgili emisyon azaltma teknolojisinin kullanım ömrü ve makine dairesinde kurulum için ihtiyaç duyduğu hacim de önemli bir parametredir. Bu parametrelerin dikkate alınarak yapılan çalışmaya ait bazı veriler Tablo 6'da sunulmuştur. Çalışmanın sonucu olarak CWI yönteminin optimum sonuçlar vereceği değerlendirilmesi yapılmıştır [10].

Tablo 6. NOx Kontrol yöntemlerinin bazı karakteristikleri [10].

Yöntem	Yıllık işletim maliyeti ($)	Kullanım ömrü (yıl)	Sistemin kurulumu için ek hacim miktarı (m^3)
SCR	153000	15	30
CWI	16100	15	1.2
HAM	1500	15	8
DWI	68000	25	1.7
WE	27000	15	6
EM	9800	25	0

6. Sonuçlar

Bu çalışmadan çıkarılabilecek sonuçlar aşağıda kısaca özetlenmiştir:

1. NOx emisyonu azaltma teknolojileri yüksek maliyetleri de beraberinde getirmektedir.
2. Kullanılacak teknolojinin seçiminde maliyet unsuru yanında gemi makine dairesinde kurulum için gerekli olan hacim de dikkate alınmalıdır.
3. NOx emisyonu azaltma teknolojilerinin kullanım ömrü önemli bir parametredir.
4. En düşük maliyet makine modifikasyon yönteminde elde edildiği görülmüştür.
5. En etkili teknolojinin SCR olduğu açıkça görülmüştür.
6. Pratikte uygulanabilirlik açısından SCR, DWI ve HAM yöntemleri ön plana çıkmaktadır.

7. Kaynaklar

[1] URL-1, “http://www.flamemarine.com/files/MANBW.pdf”, 09.11.2016.
[2] URL-2, “http://www.imo.org”, 09.11.2016.
[3] J.B. Heywood, “Internal combustion engine Fundamentals”, Mcgraw-Hill New York, 1988.
[4] Bilgin, A., Altın, İ., Sezer, İ.,“Investigation of the effect of dual ignition on the exhaust emissions of an SI engine operating on different conditions by using quasi-dimensional thermodynamic cycle model”, Strojarstvo, 51, 459-464, 2009.
[5] Ritchie, A., De, J., Hugi, C., Copper, D., “Service contract on ship emissions: assignment, abatement and market-based instruments”, Task 2c–SO2 Abatement. Final report prepared for the European Commission DG Environment by ENTEC UK, 2005.
[6] Ryu, K., Oh, Y. “Effect of water induction on the performance and exhaust emissions in a diesel engine”, KSME International Journal, 18, 1640-1647, 2004.
[7] Lin, C.Y., Wang, K.H., “The fuel properties of three-phase emulsions as an alternative fuel for diesel engines”, Fuel, 82, 1367-1375, 2003.
[8] Chybowski, L., Laskowski, R., Gawdzińska, K., “An overview of systems supplying water into the combustion chamber of diesel engines to decrease the amount of nitrogen oxides in exhaust gas”, Journal of Marine Science and Technology, 20, 393-405, 2015.
[9] Humid Air Motor Technology for green profit, MAN Primeserv, 2011.
[10] Yang, Z., Zhang, D., Caglayan, O., Jenkinson, I., Bonsall, S., Wang, J., Huang, M., Yan, X., “Selection of techniques for reducing shipping NO_x and SO_x emissions”, Transportation Research Part D: Transport and Environment, 17, 478-486, 2012.
[11] Chybowski, L., Laskowski, R., Gawdzińska, K., “An overview of systems supplying water into the combustion chamber of diesel engines to decrease the amount of nitrogen oxides in exhaust gas”, Journal of Marine Science and Technology, 20, 393-405, 2015.
[12] Seddiek, I.S., Elgohary, M.M., “Eco-friendly selection of ship emissions reduction strategies with emphasis on SOx and NOx emissions”, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 6, 737-748, 2014.
[13] EPA Report, “Costs of Emission Reduction Technologies for Category 3 Marine Engines-Final Report”, 2011.

GEMİ DİZEL MOTOR SUSTURUCUSUNUN OPTİMUM TASARIMI

Şadi KOPUZ[1], Hasan AVŞAR[2], Nasser GHASSEMBAGLOU[3], Levent KAVURMACIOĞLU[4]

ÖZET

Gemilerde oluşan hava doğuşumlu ve sualtı gürültüsünün de ana kaynağı olan dizel makinelerin, dizel makineye ve monte edileceği gemiye uygun olarak tasarımı yapılan egzos sistemi ve sistem elemanlarının, dizayn edilerek konstrüksiyonunun oluşturulması önemli hale gelmiştir. Bu nedenle; savaş gemisi projelerinde yerli katkı payının arttırılması ve halihazırda yerli savunma sanayisinin tasarım ve imalat aşamasına erişemediği söz konusu egzos sistemi elemanlarının, ülkemizde dizayn ve imalatlarının yapılması ile Türk Savunma Sanayisine bu anlamda bir örnek teşkil etmesi amacıyla; bu çalışma kapsamında bir savaş gemisi projesi için egzos sistemi tasarımı gerçekleştirilmiş ve egzos sisteminde yer alan susturucuların imalatları yapılmıştır. Seyir halindeki gemide yürütülen akustik ölçümlerde kendisinden beklenilen akustik performansı sağladığı gözlemlenmiştir. Çalışma optimizasyon yönteminin kullanılması ve uygulanması ile tamamlanmıştır.

Anahtar kelimeler: gemi, susturucu, egzos, iyileştirme

1. Giriş

Günümüzde yeni inşa edilmekte olan sivil ve askeri gemilerdeki ana tahrik sistemleri, gemilerin boyutları ve kullanım amaçları da dikkate alınarak, genellikle dizel makine odaklı olmaktadır. Ana güç üretim unsuru olarak dizel makinelerin yoğunlukla kullanılıyor olması beraberinde dizel makinenin kendisi ve kendisine bağlı diğer ekipmanların tasarım ve tasarım sonrası teknik özelliklerinin önemini arttırmaktadır.

Türkiye'de özellikle savaş gemilerinde kullanılmak üzere yurtdışından tedarik edilmekte olan dizel makineler için gerekli olan egzos sistemi ve sistem elemanları; ya yurtdışı üretici firmasından direk paket şeklinde alınmakta ya da bu egzos sistemleri yurtdışı menşeli egzos sistemi üretici firmalardan tedarik edilmektedir. Çalışma süresince savaş gemisi projelerinde yerli katkı payının arttırılması ve halihazırda yerli savunma sanayisinin tasarım ve imalat aşamasına erişemediği söz konusu egzos sistemi elemanlarının, ülkemizde dizayn ve imalatlarının yapılması ile Türk Savunma Sanayisine bu anlamda bir örnek teşkil etmesi amacıyla bir savaş gemisi projesi için egzos sistemi tasarımı gerçekleştirilmiş ve egzos sisteminde yer alan susturucuların imalatları yapılmıştır.

2. Egzos Sistemi Geri Basınç ve Isıl Analizleri

Tüm egzos sistemi için yapılan geri basınç analizleri sonucunda ortaya çıkan ortalama geri basınç değeri, dizel makine için üretici firmanın vermiş olduğu geri basınç kriteri ile karşılaştırılmış ve egzos sistemi ve sistem üstünde yer alan susturucu konstrüksiyonu ve boyutları belirlenirken, susturucunun akustik karekteristiği yanında söz konusu geri basınç kriter değeri de baz alınmıştır.

2.1. Susturucu Modeli Geri Basınç Analizi

Egzos sistemi tasarımı kapsamında ilk olarak gürültüyü sönümlemek için içyapısında perfore tüp ve yansıma odacığı bulunan, makine dairesindeki yerleşime uyumlu bir susturucu modeli [1] oluşturulmuştur.

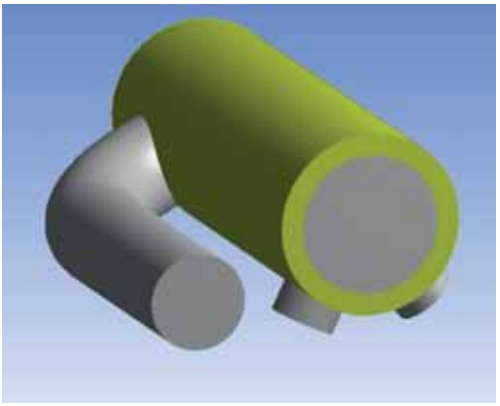
[1]Enginsoft Turkey Genel Müdürü, İstanbul-e-posta: s.kopuz@enginsoft.com
[2]EnginSoft Turkey CFD Analiz Mühendisi, İstanbul; e-posta: h.avsar@enginsoft.com
[3]EnginSoft Turkey CFD Analiz Mühendisi, İstanbul; e-posta: n.ghassembaglou@enginsoft.com
[4]İstanbul Teknik Üniversitesi, Yardımcı Doçent Öğretim Üyesi, İstanbul; e-posta: l.kavurmacioglu@enginsoft.com

Analiz için belirlenen ve verilen ortam ve sınır şartları kullanılarak, bu susturucudaki ortalama geri basınç değeri 6.370 Pa (63,70 mbar) olarak tespit edilmiştir. Susturucudan elde edilmiş olan bu geri basınç değeri, üretici firmanın tüm egzos sistemi için vermiş olduğu kıstas (30-50 mbar arası) değeri geçmiş olup, bu susturucu konstrüksiyonunun uygun olmadığı değerlendirilmiş ve susturucunun iç yapısı ve boyutlarının değiştirilmesine karar verilmiştir.

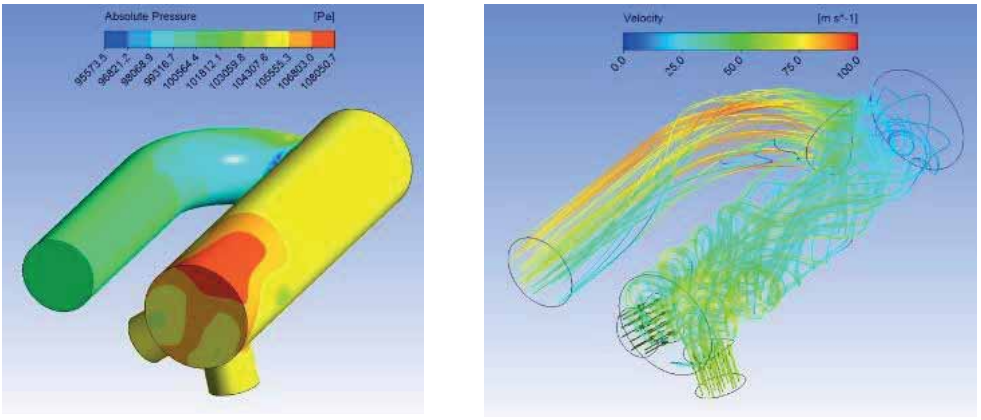
İncelenen susturucuda egzos gazı giriş ve çıkış devrelerinin aynı yerde olmasından dolayı egzos gazının susturucu içinde aynı yolu gidip tekrar dönmesi, giriş devresinin küçük kesit alanlı olmasından dolayı egzos akış hızının yüksek olması ve egzos gazının yolunu tamamlamasının ardından çıkış devresine dönerken yapmış olduğu keskin dönüş nedeniyle egzos gazı hızının yükselmesi ve türbülans akış oluşması nedenleriyle meydana gelen kayıplardan dolayı, bu susturucuda kriter değerleri geçen yüksek geri basınç elde edilmiştir.

2.2. İyileştirilen Susturucu Modeli Geri Basınç Analizi

Egzos sistemi tasarımı kapsamında sistem üstünde kullanılacak olan susturucunun tasarımı (boyutları ve içyapısı), bu çalışmanın ilerleyen maddelerinde anlatılacak olan akustik tasarım ve makine dairesindeki yerleşim dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Dizel makine egzos çıkışının boyutları da dikkate alınarak, susturucunun egzos girişine gelen devre iki farklı şekilde tasarlanmış ve bu iki geometriden basınç kaybı en düşük olanı, susturucu olarak seçilmiştir.



Şekil 1. İyileştirilmiş susturucu tasarımı



Şekil 2. İyileştirilmiş susturucu akım çizgileri

Yeni geometri ile yapılan basınç kaybı analizi sonucu, ortalama geri basınç değeri 2.300 Pa (23,00 mbar) değerine indirilmiştir. Elde edilen geri basınç sonuçları dikkate alınarak, ikinci geometrideki susturucu yapısının en son hali olarak kabul edilmesine ve egzos sisteminde kullanılmasına karar verilmiştir.

3. Yalıtım Malzemesi Isıl Analizi

Egzos gazının yüksek sıcaklığından dolayı egzos sistemi üstünde yüksek sıcaklığın oluşmasını engellemek ve böylece makine dairesinde görev yapacak olan gemi personelinin yüksek sıcaklığa maruz kalacağı şartları ortadan kaldırmak maksadıyla tüm egzos sisteminin yalıtım malzemesi ile kaplanması öngörülmüştür. Yalıtım malzemesinin kalınlığının belirlenmesi için, makine dairesindeki yerleşim şartlarından dolayı (egzos sisteminin geri kalanına göre) susturucudaki yalıtım malzemesi kalınlığı dikkate alınarak ısıl analiz gerçekleştirilmiştir. Isıl analizler yapılırken, maksimum egzos gazı sıcaklığı (430 °C) ve egzos sisteminde kullanılacak olan sac malzemesi ve yalıtım malzemesinin ısı iletkenlik katsayıları dikkate alınmıştır.

Isıl analiz sonucunda, minimum yalıtım malzemesi kalınlığında yalıtım malzemesinin yüzeyinde oluşan sıcaklık 77,6 °C olarak tespit edilmiştir. Minimum kalınlığın egzos sisteminin diğer kısımlarında artacağı dikkate alındığında, ısıl analiz kapsamında elde edilen sıcaklık değerinin makine dairesi için uygulanabilir nitelikte olduğuna kanaat getirilmiştir.

4. Egzos Sistemi Akustik Tasarımı

Susturucular; dizel makine egzos gürültüsü, fan gürültüsü ve gaz akışının olduğu diğer gürültü kaynaklarından dolayı oluşan gürültünün azaltılması için kullanılan gürültü kontrol elemanlarıdır [2-5]. Egzos sistemi tasarımı kapsamında sistem üstünde kullanılacak olan susturucunun tasarımının yapılması maksadıyla; iç yapısında perfore boru bulunan, yansıma özelliği de olan ancak esasen sönümlemeyi, perfore borunun etrafına sarılı yalıtım malzemesi (taş yünü) sayesinde oluşan yutma özelliği ile sağlayan ve makine dairesindeki yerleşime uyumlu bir susturucu modeli oluşturulmuştur. Yutma özellikli susturucular, dikdörtgen kesitli veya dairesel kesitli olarak tasarlanabilmektedir. Kullanılan tasarım metodolojisi aynı olmakla birlikte, dairesel kesitli susturucular, aynı boyutlarda ve aynı yalıtım malzemesine sahip dikdörtgen kesitli susturuculardan yaklaşık iki kat daha fazla gürültü sönümlemesi sağlarlar. Bu nedenle, susturucunun dairesel kesitli olmasına karar verilmiştir.

Dizel makine için üretici firma tarafından 1/1 oktav bantlardaki merkez frekanslarda oluşacak gürültü karakteristiği (Ses Basınç Düzeyi, SBD) verilmiş olup, sönümleme miktarının belirlenmesi maksadıyla bu merkez frekanslar referans alınmıştır. Susturucuya uygulanan tasarım metodolojisi kapsamında; öncelikle egzos gazının dizel makinenin maksimum sıcaklığındaki (430 °C) ses hızı (540 m/sn) dikkate alınarak, 1/1 oktav banttaki her bir merkez frekans için dalga boyu tespit edilmiş ve Mach sayısı (egzos gazı hızının ses hızına oranı) belirlenmiştir. Bu parametreler uygulanarak susturucunun birim uzunluğuna denk gelen sönümleme miktarı bulunmuş ve giriş kısmının yapısı ve içinde meydana gelecek egzos gazı genleşmesi dikkate alınarak gerekli düzeltme faktörleri uygulanarak, boyut ve iç yapısı sayesinde oluşacak sönümleme değeri hesaplanmıştır. Bu sönümleme değerlerine, gürültü ölçümlerinin 1 m mesafeden yapılacağı göz önüne alınarak mesafe düzeltmesi ve insan kulağının frekansa ve ses basıncına olan duyarlılığı için kullanılan A-Ağırlık düzeltmesi uygulanmış ve susturucu için her bir merkez frekanstaki nihai sönümleme değeri (SBD) elde edilmiştir. Dizel makine üretici firmasından alınan ve akustik analiz sonucunda her bir merkez frekans için elde edilen SBD değerleri logaritmik toplam yöntemi ile toplanarak Toplam Ses Basınç Düzeyi değeri hesaplanmış ve susturucuda toplamda frekanstan bağımsız oluşacak gürültü azaltımı miktarı bulunmuştur.

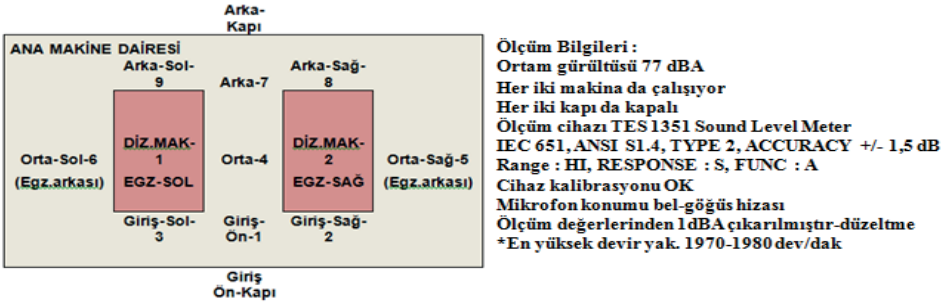
Tablo 1. Susturucu akustik analizi

Toplam SBD (dBA) - Verilen	130,30
Toplam SBD (dBA) - Azaltılan	99,60
Gürültü Azaltımı (dBA)	**30,70**

Yukarıda verilen gürültü azaltımı, susturucu kullanılarak elde edileceği öngörülen sönümleme miktarıdır ve bir egzos sistemi için yeterli seviyededir.

5. Gürültü Ölçüm Sonuçları

Tasarımı gerçekleştirilen susturucunun imalatı yapılmış olup, tüm egzos sistemi gemideki makine dairesine uyumlu bir şekilde monte edilebilmiştir. Bu çalışmada analizler sonucu elde edilen akustik karakteristik değerlerinin gerçek ortamda doğrulanması kapsamında, seyir halindeki gemide hesaplanan değerlerin ölçümünün yapıldığı testler gerçekleştirilmiştir. Tablo 1'de ilgili Nato standardında belirtilmiş olan noktalarda motor devrine bağlı olarak ölçülen L_{Amax} değerleri gösterilmiştir. Aynı standartta 1300 devir/dk'da üst sınır değer 110 dBA olarak verilmiştir.



Şekil 3. Ana makine dairesi ölçüm noktaları ve ölçüm bilgileri

Tablo 2. Çeşitli motor devirlerinde ölçülen L_A değerleri (dBA)

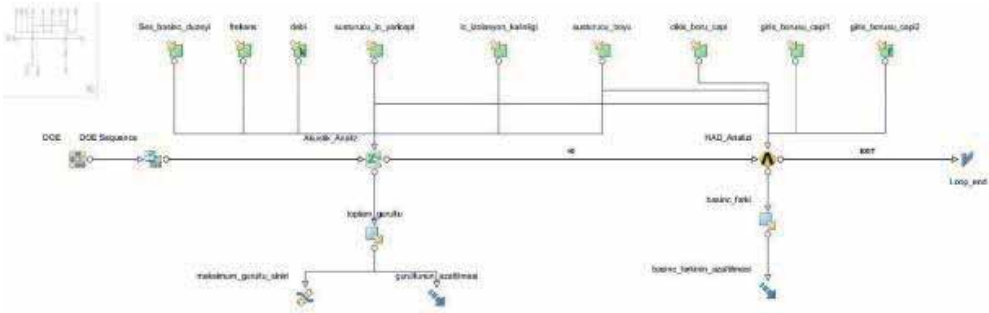
Mot.Dev.	Giriş-Ön	Giriş-Sağ	Giriş-Sol	Orta	Orta-Sağ	Orta-Sol	Arka	Arka-Sağ	Arka-Sol
(dev/dak)	1	2	3	**4**	5	6	7	8	9
500	97	96	98	**101**	100	99	97	95	95
700	101	100	101	**104**	105	103	100	99	98
900	102	102	103	**105**	106	105	101	99	99
1000	101	103	102	**105**	106	103	100	99	98
1300	101	102	102	**104**	105	103	100	100	99
1500	103	103	103	**106**	107	104	102	101	100
1700	106	106	107	**109**	109	110	104	103	103
1900*	**108**	**107**	**109**	**111**	**113**	**114**	**107**	**104**	**104**

1300 devir/dk için dokuz farklı noktadaki ölçülen değerler incelendiğinde maksimum 105 dBA değere çıkıldığı görülmektedir. Bu değer standartta verilen üst sınırın 5 dBA altında bir değerdir. Sonuç olarak, tasarlanan susturucunun kendisinden beklenilen akustik karakteristiğe sahip olduğu ölçümlerle de teyit edilmiştir.

Gemi üzerinde yürütülen geribasınç ölçümleri sonucunda da tasarım kriteri olan değerin altında kaldığı tespit edilmiştir.

6. Susturucu Optimizasyon Süreci

Optimizasyon sürecinin otomatikleştirme ve aynı zamanda farklı algoritmalar kullanılması amacı ile modeFrontier yazılımı kullanılmıştır. Bu amaç ile akustik bölümde anlatılan yöntem bir Excel makrosuna aktarılmış ve optimizasyon sürecinde kullanılmıştır. Aynı zamanda susturucu tasarımı ve analizinde kullanılan Ansys Workbench yazılımına parametrik değerler girilmiş ve bu sayede bu değerlerin modeFrontier yazılımı tarafından değiştirilebilmesi sağlanılmıştır. modeFrontier yazılında kullanılan iş akış şeması Şekil 6'da gösterilmektedir.



Şekil 4. modeFrontier iş akış şeması

Akustik analiz girdileri şu şekilde belirlenmiştir:

• Ses basınç düzeyi [dBA]

• Frekans [Hz]

• Debi

• Susturucu iç çapı (2h)

• İzolasyon kalınlığı (l)

• Susturucu boyu (L)

Bu girdiler arasında ses basınç düzeyi, frekans ve debi motor üreticisi tarafından sağlanırlar ve sabit değerler olarak sürece dâhil edilirler. Susturucu iç çapı, yalıtım kalınlığı ve susturucu boyu ise akustik hesaplama sürecine belirli bir değişim aralığı tanımlanarak katılırlar. Aralık tablolarında yer alan (*) yıldızlı değerler referans tasarımdaki değişken değerlerini temsil etmektedir.

Tablo 3. Referans tasarımda sabit akustik analiz girdileri

*Frekans [Hz]	*Ses Basınç Düzeyi [dBA]	*Debi [m^3/s]
31,5	99	8,69
63	113	
125	121	
250	127	
500	123	
1000	122	
2000	118	
4000	111	

Tablo 4. Akustik analiz girdileri

Susturucu iç çapı aralığı [m]	Susturucu boyu aralığı [m]	İzolasyon kalınlık aralığı [m]
(0,55 – 0,75)	(2,3 – 2,7)	(0,1 – 0,25)
*0,65	*2,5	*0,15

Akustik analiz çıktısı toplam gürültü, maksimum gürültü sınırı 98 dBA olarak tanımlanmıştır. Bu hesaplamanın amacı gürültü seviyesinin minimize edilmesi olarak platforma tanıtılır ve optimizasyon sürecinde bu amacın tüm sürece nasıl etkidiği doğrudan gözlemlenir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ise akustik analizlerin ardından gerçekleştirilerek sürece devam edilir. Bu disiplindeki girdiler aşağıdaki şekilde belirlenmiştir;

- Debi
- Susturucu iç çapı (2h)
- Susturucu boyu (L)
- Çıkış borusu çapı
- 1. ve 2. giriş boru çapı

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde kullanılan debi hariç tüm girdi değerleri belirli bir değişim aralığında tanımlanırlar. Bu değişkenlerden debi, susturucu iç çapı ve susturucu boyu akustik analizlerde kullanılan değişkenler ile ortaklık gösterirler.

Tablo 5. Değişken HAD analiz girdileri

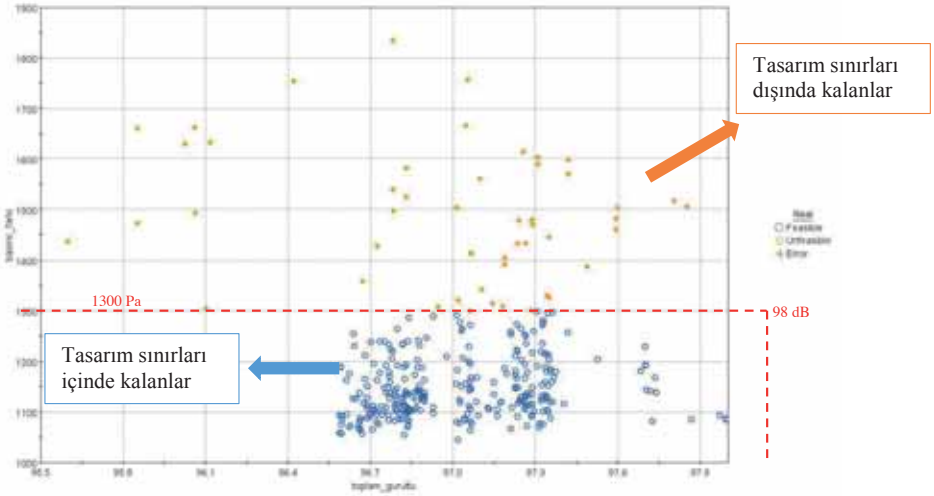
Susturucu iç çapı aralığı [m]	Susturucu boyu aralığı [m]	Çıkış borusu çapı aralığı [m]	1. ve 2. giriş borusu çapı aralığı [m]
(0,55 – 0,75)	(2,3 – 2,7)	(0,1 – 0,25)	(0,275 – 0,325)
*0,65	*2,5	*0,15	*0,3

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri referans tasarıma ve belirlenen aralıklara göre gerçekleştirilir. HAD analiz çıktısı toplam basınç farkı (geri basınç), maksimum basınç farkı sınırı ise 1300 Pa olarak tanımlanmıştır. Bu hesaplamanın amacı toplam basınç farkının minimize edilmesi olarak platforma tanıtılır.

Çalışmalarda çok amaçlı optimizasyon süreci için MOGA-II (Multi Objective Genetic Algorithm) isimli optimizasyon algoritmasının bu problem için uygun olduğu ve kısa sürede daha iyi sonuçlar elde edildiğine kanaat getirilmişti. Otomasyonu sağlanan tasarım metodolojisi kendi içindeki döngüler sayesinde en iyi tasarımları bulmak için peş peşe analizlerini gerçekleştirir ve analiz sonuçlarını tasarımcıya sunar.

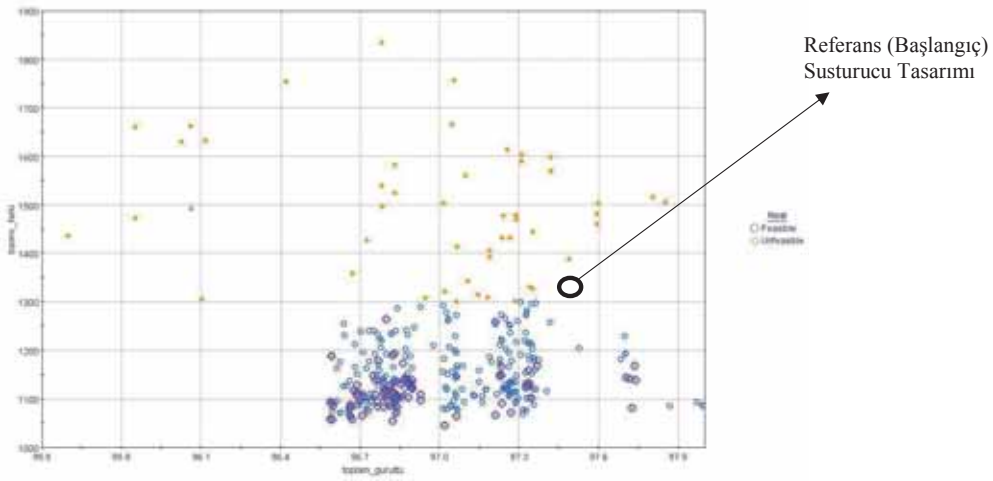
7. Optimizasyon Sonuçları

Tüm sürecin otomatik hale getirildiği bu tasarım metodolojisi kullanılarak yapılan çalışmada alınan sonuçlar tatmin edici niteliğe sahiptir. Bu çalışma çerçevesinde 437 farklı tip tasarım oluşturulmuş, bu tasarımların her biri önceden belirlenen amaçlara ve kıstaslara uygunluğu otomatik olarak tespit edilmiştir.



Şekil 5. Maksimum toplam gürültü ve maksimum basınç farkına göre tasarım uzayı

Şekil 7' den fark edileceği gibi 437 farklı tasarımın bir bölümü, gürültü seviyesi en fazla 98 dBA ve toplam basınç farkı en fazla 1300 Pa olacak şekilde önceden belirlenen tasarım sınırları içinde yer alırken diğer bölümü ise bu sınırların dışında kalmaktadır. Tasarımcının ilgilendiği ve hangi tasarımın daha iyi olduğunu anlayacağı bölüm sınırlar içinde kalan bölgedir.



Şekil 6. Optimum tasarım kümesinin global uzayda gösterimi

Şekil 8’ te referans tasarımın hangi bölgede yer aldığı ve metodoloji oluşturulmadan önce ne denli tatmin edici olduğu gösterilmektedir. Kahverengi karelerin belirlenen sınırlar dışında kalan, mavi yuvarlak şekillerin belirlenen sınırlar içinde kalan tasarımlar olduğu hatırlatılırsa kırmızı ile işaretlenen mavi yuvarlaklar optimum tasarımlar kümesini meydana getirmektedir. Matematiksel olarak da ifade edileceği gibi çok amaçlı optimizasyon problemlerinde tek bir en iyi tasarım kavramı yoktur. Amaçlar birden fazla ise bu amaca hizmet eden en iyi tasarımlar kümesi (Pareto) oluşmaktadır. Bu küme içinden en uygun tasarımı belirlemek tasarımcının tercihine bağlı hale gelir.

8. Sonuç ve Değerlendirme

Çalışmada bir susturucu tasarımı yapılmıştır. Bu tasarım analizler ve ölçümlerle doğrulanmıştır. Susturucu akustik tasarımı için geliştirilen yöntem çalışmada başarı ile kullanılmıştır. Çalışmanın son aşamasında akustik tasarım ve akışkan analiz yöntemleri bir optimizasyon platformu olan modeFrontier yazılımı yardımı ile otomatik hale getirilmiş ve optimizasyona tabi tutulmuştur.

Süreç içinde optimizasyon algoritmasının akışkanlar analizlerini basınç farkını düşürecek şekilde yönlendirmesi ile ortalama olarak 1100 Pa seviyelerine kadar indirmiştir. Aynı şekilde referans tasarımda gürültü seviyesi sürecin sonlarına doğru 96.7 dBA civarına kadar gerilemiştir.

Referanslar

[1] ANSYS CFX 16, ANSYS INC.

[2] Bies D.A., Hansen C.H., “Engineering Noise Control, Spon Press”, 2003.

[3] D.Reynolds D., “Engineering Principles of Acoustics, Allyn and Bacon”, 1981.

[4] F.Barron R., “Industrial Noise Control and Acoustics”, Marcel Dekker Inc., 2003.

[5] Calışkan M., “ME-432 Akustik ve Gürültü Kontrol Mühendisliği, Ders Notları”, ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü, 2009.

EVALUATION OF SHIP SOURCED CARBON DIOXIDE EMISSIONS IN SAMSUN PORT, TURKEY

Fatih ALVER[1], Betül Saraç[2], Cihan Nacak[3], Ülkü ALVER ŞAHİN[4]

ABSTRACT

Because of globalization of production and consumption, international shipping plays a fundamental role. Also the maritime transport plays a vital role in global supply chains in Turkey which is surrounded by seas. Transportation energy use accounts for almost 20 % of the total primary energy use worldwide, which represents approximately 14 % of the total Green House Gas (GHG) emissions globally. Maritime transportation is among the main causes of climate change and air pollution. The fact that ports are close to people's living and working spaces, directly affects the air quality such areas, thus making the analysis of ship emissions a significant matter. According to a study of GHG by (IMO) in 2014, it was observed that international maritime transportation, which carries out nearly the 90 % of the global commercial transportation, produces around 2.2 % of the total carbon emission worldwide. Carbon Dioxide (CO2) is the main GHG and it exerts a global effect. The aim of this study was to determine the CO2 emissions using the inventory based approach in the Samsun Port which is the biggest port of the Black sea Region in Turkey. CO2 emissions change was evaluated with years (between 2010 and 2015), ship types or sizes and activity-based modes (hoteling, maneuvering, cruising). The total amounts of emissions were calculated during ship operations 38335 t y−1 for CO2 in the Samsun Port. Cruisers, Passenger and Ro-Ro Cargo ships amount to the 65 % and 62 % percent of the total emission rate of cruising CO2.The ship type that created the highest rate of emission in the port is General Cargo.

Keywords: Samsun port, ship, CO2 emission, air quality.

1. Introduction

Today, global warming, created by large scale emissions of greenhouse gasses, is a top environmental concern. The international Panel on Climate Change (IPCC) lists 27 substances as greenhouse gasses [1].The six main ones are: Carbon dioxide (CO2), Methane (CH4), Nitrous Oxide (N2O), Hydro fluorocarbons (HFCs), per fluorocarbons (PFCs) and Sulphur Hexafluoride (SF6). CO2 is the most abundant greenhouse gas. Turkey with its location surrounded by the sea is a key point in international transportation. The effect of sea transport on air quality is inevitable in cities where ports are. Ships have one or more hots that encircle their propellers, and high power diesel engines consisting generator sets that meet the electrical energy. As a result of fossil fuels burned in the ships' machines, emissions such as high amounts of CO2, nitrogen oxides (NOx) ,sulfur oxides (SOx), particulate matter (PM), and volatile organic substances (VOC), etc exhaust to the atmosphere.

Transportation CO2 emissions amount to some 14 % of total emissions, both at global and EU level [2].Sea transport is the most energy efficient type among the other types of

1Ordu University,Fatsa Vocational Higher School,Vessel Construction Program, Tel: 0452 423 50 02-3511,(fatihalver52@gmail.com)
2Karadeniz Technical University, Surmene Faculty of Marine Sciences,Department of Naval Architecture And Marine Engineering ,Tel: 0462 752 28 05,(bsarac@ktu.edu.tr)
3Ordu University, Fatsa Vocational Higher School, Marine Engineering Management Program, Tel: 0452 423 50 02 ,(cihannacak@hotmail.com)
4İstanbul University, Engineering Faculty, Department of Environmental Engineering,Tel: 0 (212) 473 71 80 (ulkualver@gmail.com)

transportation. 90 % volume of the world transport is carried by sea [3].Sea transport is seen as an important source of emission around the world. Be on the point of 55 % of the world fleet is at the port, 25 % of it is close to the coast, approximately 80 % is close to land at any time [4].Important studies have been conducted for predicting the greenhouse emissions caused by the ships. Psaraftis and Kontovas (2009) reported the international shipping accounts for between 1.6 % and 4.1 % of CO2 from total world-wide fuel consumption, or 943.5 m tonnes of CO2 [5]. Similar level (843 m tones of CO2) for international shipping was estimated by Marintek [6]. In the second IMO GHG study (IMO, 2009), CO2 emissions from shipping estimated at 1,046 m tones in 2007, the industry accounts for about 2.7 % of the global emissions of CO2 from all sources [7]. Cullinane and Cullinane (2013) show a figure that compare the absolute volume of CO2 emissions from the shipping industry in 2005 to other modes of transport[8]. CO2 from road diesel is approximately two times higher than from shipping. CO2 emissions factors per km and per tones are 7.48-8.36 g for the container ships, 18-17 g for the rail, 50 g for the heavy truck and 552 g for the Boing 747-400 [2]. It is seen that clearly, the water transport is CO2 efficient and can easily carry heavy load, the rail is more efficient than truck, and Boing is not all CO2 efficient.

In the Mediterranean and Black Sea that surround the Turkey annual emissions originating from the ships are calculated as 1.725 Mt NOx, 1.246 Mt SO2, 0.147 Mt CO ve 0.035 Mt HC [9]. In Marmara Sea , it is stated that annual emissions originating from the ships are 0.111 Mt NOx, 0.87 Mt SO2, 20281 t CO, 5801 t VOC, 4762 t PM ve 5.45 t CO2. It is confirmed that 17 % of these emissions in Turkish strait, 30 % is of transit vessels in Marmara Sea, 48 % is of ships which berthing at ports in Marmara Sea, and 5 % is of ships transiting in Marmara Sea [10]. The 2005 annual emissions estimates based on ship emissions are calculated as 5,356 t NOx, 4,305 t SO2, 254,261 t CO2, 232 t HC ve 487 t PM in the Gulf of İzmit [11]. Emissions from the ships in Port of Ambarlı and somewhere around the yearly calculated as 845 t NOx, 242 t SO2, 2127 t CO, 78590 t CO2, 504 t VOC and 36 t PM [12].

Samsun port is the largest port of Turkey in the Black Sea region.The scope of this study, the CO2 emissions that is the most abounded GHG are stated by calculating 2010-2015 annual emission inventory of the ships coming to Samsun Port.

2. Materials & Methods

Samsun Port is the major port of Turkey in the Blacksea area. It is one that connects the railway in the black sea. The sea hinterland of Samsun Port are Batumi, Poti and Suchumi in Georgia; Soçi, Tuapse, Novorossiysk, Azov, Taganrog, Jdanov, Yalta, Berdyansk, Geniçesk in Russia; Mis. Kız-Oğul, Feodosiya, Yalta, Todor, Sevastopol, Yevpatorskiy in Crimea; Nikolayev, Odesa, İliçhevski in Ukrain; Konstanta in Romania and Varna Port in Bulgaria. Samsun Port is the connection port the getting in and out from the Anatolia. Figure 1 shows the location of Samsun Port and cruising and maneuvering activity line and distance of each activity are given in Table 1.

Figure 1. Location of Samsun Port and cruising and maneuvering activity line.

Samsun port area is 445,000 m2 and 350,000 m2 of these area have been used as storage and port service area. The port has the capacity to accommodate approximately 2200 ships per year. In 2015, 2510 navigation was realized, 8 million tons of cargo being handled, and 120.000 passangers pass through the port. Ship fleet information acquired from unique ship records is reported in Table 2. Shipping traffic in Samsun port is increasing gradually every year. The number of General Cargo ships consists of 55 % of total ships which followed by Ro Ro ships with 25 %.

Table 1. Distance for the ship activity (km)

Symbol[1]	Ship activity	Distance (km)
X-A	Cruising	46.3
A-B	Cruising	12.96
A-G	Cruising	12.96
B-C	Maneuvering	3.7
B-D	Maneuvering	3.7
G-E	Maneuvering	3.7
G-F	Maneuvering	5.5

[1]:Described in Figure 1.

In Ports emissions from ships are produced by their engines (main and auxiliary), while ships cruising, maneuvering in and out of port and stay at bert. Ship exaust emission inventories can be estimated by applying a fuel-based or an activity-based methodology. In this study, ship emissions were calculated by the ship activity-based method to estimating the main GHG, CO2 which involves the application of emission factors for each ship-activity (crusing, maneuvering and hoteling). The emission factors are shown in Table 3. The emissions were calculated for the last five years through the application of the following expressions [13].

$$E_{cruising} = \left(\frac{D}{V}\right) . (ME. LF_{ME} . EF_1 + AE. LF_{AE} . EF_1) \quad (1)$$

$$E_{maneuvering} = T_{maneuvering}(ME. LF_{ME}. EF_2 + AE. LF_{AE}. EF_2) \quad (2)$$

$$E_{hotelling} = T_{hotelling}(AE. LF_{AE}. EF_3) \quad (3)$$

Where ME and AE is a main engine power and a generator power (kW), respectively, V is a ship average speed between cruising and maneuvering (km/h), D is a distance between cruising and maneuvering (km), LFME and LFAE are a load factor of main engine and generator at cruising, maneuvering and hotelling (%), respectively, EF1, EF2 and EF3 are an emission factors for cruising, maneuvering and hoteling mode (g/kWh), respectively, Tmaneuvering, Thotelling are an average time spent during maneuvering and hoteling(h).

3. Results

Estimated annual ship CO2 emissions in 2015 are given in Table 4. The total amounts of CO2 emissions during all ship operations were 33904 ton in 2015. CO2 were calculated between 2010 and 2015 for each year, each ship types and shown in Figure 2. As seen Figure 2, it is observed that general cargo and container ships became popular between 2013 -2014, and then they started to lose their popularity day by day. The main reason of this situation is the slump of the freigwt charge in 2013, which heats up maritime sector that acutely increases the number of ships coming to Samsun Port. In the advancing years, price surge of freigwt charge, problems of finding shiploads cause the decrease of the number of ships, and extent the waiting period of the ship coming to the port. All these variations are reflected to the rate of emissions in Figure 2.

Table 2. Ship statistics at Samsun Ports between 2010-2015.

Ship Type		**2010**	**2011**	**2012**	**2013**	**2014**	**2015**
		Average					
Chemical	The number of total navigation	193	131	135	139	133	140
	GRT	4425	5211	4052	4863	5090	5570
	ME kW	2711	2885	2658	2818	3012	3196
	AE kW	591	523	508	653	602	395
	Bert Time	34	36	31	33	34	36
	Ship speed (km/h)	27.78	27.78	27.78	27.78	27.78	27.78
Container	The number of total navigation	11	48	86	106	135	149
	GRT	5553	7121	8733	10509	18861	11192
	ME kW	3429	4604	6209	8560	15089	9032
	AE kW	451	551	709	841	1001	852
	Bert Time	24	28	30	34	42	36

	Ship speed (km/h)	37.04	37.04	37.04	37.04	37.04	37.04
General Cargo	The number of total navigation	1242	1162	1254	1354	1765	1395
	GRT	3522	3807	4082	3994	4135	4480
	ME kW	1062	1827	1886	1860	1796	2024
	AE kW	125	163	187	199	171	187
	Bert Time	30	32	34	33	34	36
	Ship speed (km/h)	25.93	25.93	25.93	25.93	25.93	25.93
Passenger	The number of total navigation	128	69	24	20	48	31
	GRT	9880	10354	8745	3697	1947	2655
	ME kW	3396	9080	3413	3680	2470	2666
	AE kW	476	759	593	820	361	550
	Bert Time	10	10	8	6	4	6
	Ship speed (km/h)	37.04	37.04	37.04	37.04	37.04	37.04
Ro Ro	The number of total navigation	423	648	597	551	691	653
	GRT	5055	4769	5119	5287	5494	5290
	ME kW	3789	3463	3624	3606	3340	3570
	AE kW	295	267	302	300	292	305
	Bert Time	6	5	6	6	6	6
	Ship speed (km/h)	33.34	33.34	33.34	33.34	33.34	33.34
Tanker	The number of total navigation	143	134	145	174	163	136
	GRT	5546	6235	6232	5746	6930	7886
	ME kW	2912	3397	3481	3304	3858	4347
	AE kW	398	458	433	435	485	501
	Bert Time	30	31	31	30	32	36
	Ship speed (km/h)	25.93	25.93	25.93	25.93	25.93	25.93

Table 3. Emission factors of CO2 used in the calculations (g/kWh).

	Chemical Tanker	**Container**	**General Cargo**	**Passenger**	**Ro-Ro**	**Tanker**
Cruising	650	635	649	697	655	690
Maneuvering	715	719	715	745	705	747
Hotelling	721	722	716	743	720	725

The highest level of emissions was generated from General Cargo (35-46 % of total amounts) ships followed by the Ro Ro ships (18-26 % of total amounts). Emissions originated from the ships depends on the fuel consumptions. One of the factors that determine the ships fuel consumption is the gross tonnage of the ships. So the general cargo ships produce higher emissions per gross tonnages because they compose 55 % of all ships (Table 2). These results are similar in the İzmit Gulf reported the highest emission emit

from General Cargo and Ro Ro ships (Kiliç and Deniz, 2010). But not similar in the İzmir port and Piraeus Port. They reported the highest emissions from the Container ships [14]. In Samsun Port, the ration of CO2 from Container in total emission increased dramaticaly from 2010 (1 %) to 2015 (20 %). In contrast, the ratio of CO2 from Passanger and Chemical Tanker Ships in total decrased dramaticaly from 8 % in 2010 to 1 % in 2015 and from 20 % in 2010 to 8 % in 2015, respectively.

The percentage of total CO2 emissions during ship operational modes (cruising, maneuvering and hoteling) in the Samsun Port ilustrated in Figure 3. The highest percentage of total pollutants amounts (66 %) in cruising mode generated from Ro Ro ships. Moreover the maneuvering emission is 14 % - 27 % and the hoteling emission is 9 % - 42 % of total. Espacially the minimum percentage (9 %) determined from the Ro Ro ship in hoteling mode. The maximum percentage (42 %) of CO2 emission determined from the Container and Chemical tanker ships in hoteling mode.Because of the long distance traveled by ships, the cruising mode emissions generaly higher than the other modes.

Table 4. Annual ships CO2 emission (ton/year) at Samsun Ports in 2015.

Ships	Cruising		Maneuvering		Hoteling	TOTAL
	ME[1]	AE[2]	ME	AE	AE	
General Cargo	6701	580	1615	559	5076	14531
Tanker	1485	161	351	152	1368	3517
Ro-Ro	4343	347	1341	429	646	7108
Container	2188	193	759	269	2468	5877
Passengar	147	29	49	38	56	319
Chemical Tanker	993	115	256	119	1070	2552

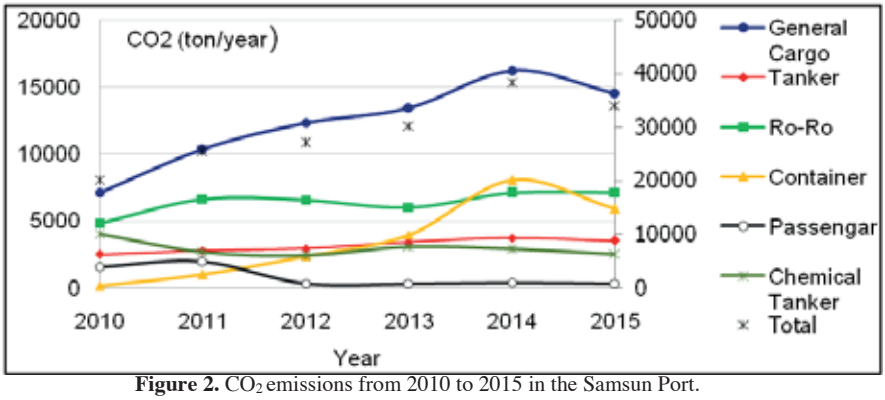


Figure 2. CO_2 emissions from 2010 to 2015 in the Samsun Port.

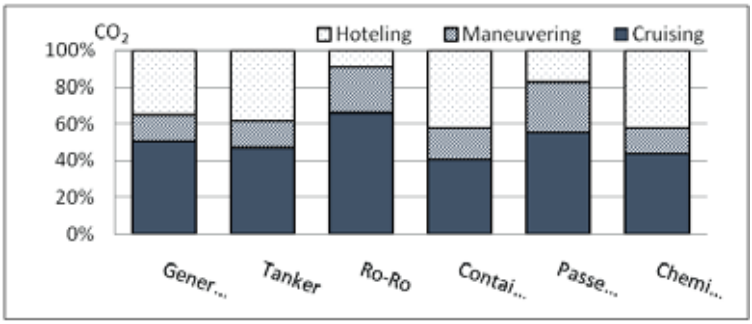


Figure 3. The percentage of total CO2 emissions during ship operational modes in the Samsun Port in 2015.

4. Conclusion

The annual emission of CO2 generated by six different ships in Samsun Port was estimated by the activity mode of ships between 2010 and 2015 years. The total amounts of CO2 emissions during all ship operations were 33904 tons in 2015. The highest level of emissions was generated from General Cargo ships followed by the Ro-Ro ships. CO2 levels from the ships depend on the fuel consumptions. In Samsun Port, the ration of CO2 from Container in total emission increased dramatically, but Passenger and Chemical Tanker Ships emissions decreased dramatically from 2010 to 2015.Because of the long distance traveled by ships, the cruising mode emissions higher than the other modes. There is a clear recognition that ships are a major source of atmospheric emissions and climate change, global warming etc., all of which can have significant adverse effects on human health. Also the maritime transport usage is growing with enhanced economic activity in Turkey, also in world. Regulators responsible for the foreign ships transport industry have to concern about environmental effects in the future.

5. References

[1] IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change), 2000, “Special Report on emission scenarios”, United Nations Environmental Programme.

[2] Deker R., Bloemhof J., Mallidis I., 2012, “Operations Research for green logistics-An overview of aspects, issues, contributions and challenges”, European Journal of Operational Research,Vol.219, pp.671-679.

[3] NRDC (Natural Resources Defense Council), 2004, “Harboring Pollution Strategies to CleanUp U.S. Ports”, By the Natural Resources Defense Council, NewYork.

[4] ICCT (The International Council on Clean Transportation), 2007, “Air Pollutionand Greenhouse Gas Emissions from Ocean-going Ships”, Mitigation Options and Opportunities for Managing Growth, Published by The International Council on Clean Transportation, www.theicct.org, March.

[5] Psaraftis H.N., Kontovas, C.A., 2009, “CO2 emissions statistics for the world commercial fleet”, WMU Journal of Maritime Affairs, Vol.8, pp.1-25.

[6] Marintek. (2008), Propulsive tests database, Trondheim, Norway: International documantation.

[7] Cullinane K., Tseng P.H., Wilmsmeier G., 2016, “Estimation of container ship emissions at berth in Taiwan”, International Journal of Sustainable Transportation, pp.10-5, pp.466-474.

[8] Cullinane K., Cullinane S. ,2013, “Atmospheric Emissions from Shipping: The Need for Regulation and Approaches to Compliance”, Transport Reviews, Vol.33, Vol.4, pp.377-401.

[9] Lloyd’s Register of Shipping (LR),1999, “Marine exhaust emissions quantification study- Maditerranean Sea”, Final Report 99/EE/7044, Lloyd’s Register Engine Service, London.

[10] Deniz C., and Durmusoğlu Y., 2008,”Estimating Shipping emissions I n the region of the Sea of Marmara”, Science of the Total Environment, Vol.390, pp.255-261, Turkey.

[11] Kılıc A., Deniz, C., 2010, “Inventory of Shipping Emissions in Izmit Gulf”, Environmental Progress & Sustainable Energy, Vol.29,No. 2, pp.221- 232.

[12] Deniz C., Kılıç A.,2009 , “Estimationand Assessment of Shipping Emissions in the Region of Ambarlı Port”, Environmental Progress & Sustainable Energy, Vol29,No.1,107-115, Turkey.

[13] Entec UK Limited,2005,”Preliminary assignment of ship emissions to European countries”, Final Report, London, United Kingdom. Piraes-Greece, Int. J. Environ. Res., 8(4), 1329-1340.Saraçoğlu, H Deniz C., Kılıç A., 2013, An investigation on

[14] Kılıc A., Tzannatos E., 2014, “Ship Emissions and Their Externalities at the Container Terminal of the Effects of Ship Sourced Emissions in Izmir Port”, Turkey, The Scientific World Journal, Vol.218324,pp. 1-8.

IMPACT TOUGHNESS OF FRICTION STIR PROCESSED LOW CARBON STEEL

D. M. SEKBAN[1], S.M. AKTARER[2], Z.Y. MA[3] and G. PURCEK[4]

ABSTRACT

The effect of single-pass friction stir processing (FSP) on the room temperature impact toughness of a low carbon steel was investigated via Charpy impact test. A fine-grained (FG) microstructure was achieved into the processed zone by large deformation and simultaneous dynamic recrystallization during FSP. The average grain size decreased from 25 μm down to 3.0 μm after FSP. Grain refinement by FSP increased the impact energies as a result of refined grains separated mostly by high-angle of misorientation. Toughness of steel before FSP was about 8.7 J, and it increased up to 11.2 J after processing depending on the notch positions of the samples. The peak impact toughness value of 11.2 J was achieved with the notch position located at top of the surface of processed steel plate.

Keywords: Impact toughness, low carbon steel, friction stir processing.

1. Introduction

Low carbon steels are well-known ones among the traditionally employed construction materials. General requirements imposed on such steels are high strength, good corrosion resistance, satisfactory weldability and low susceptibility to cold embrittlement. Grain refinement is known to suppress material susceptibility to cold embrittlement. Grain refinement by severe plastic deformation (SPD) techniques are the promising ones considering their applications and refinement capacity. Among them, friction stir processing (FSP) is one of the best severe plastic deformation (SPD) techniques as considering the processing of large scale plate or sheet type materials [1]. This is a novel microstructural modification method based on the basic principles of friction stir welding (FSW) [2, 3]. In many cases, FSP leads to the transformation of the coarse-grained (CG) initial microstructure into equiaxed fine grained (FG) or even ultrafine-grained (UFG) structures consisting mostly of high angle grain boundaries (HAGBs) [2, 4-6] .

[1]Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey
[2]Department of Automotive Technology, RecepTayyip Erdogan University, Rize, Turkey
[3]Shenyang National Laboratory for Materials Science, Institute of Metal Research, Chinese Academy of Sciences, Shenyang, China
[4]Department of Mechanical Engineering, Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey

It is, on the other hand, well known that the mechanical properties is more-or-less depending on the orientation or position of the sample inside the FSPed zone. This effect would be more pronounced considering the notched impact behavior of steels [7, 8]. Till now, no considerable study has been performed on the impact toughness of FSPed low carbon steels. Also no investigation has been undertaken on the effect of notch position on the impact toughness of FSPed steels. Thus, the main purpose of this study is to investigate the effect of FSP on the room temperature impact toughness of a low carbon steel. Also, the effect of the notch position through the processed zone on the impact toughness of the processed sample was studied.

2. Experimental Procedure

A well-known carbon steel sheets initially hot-rolled (0.16 wt % C, 0.18 wt % Si, 0.7 wt % Mn, 0.11 wt % S, 0.18 wt % P, 0.09 wt % Cr , 0.14 wt % Mo, 0.04 wt % Cu, 0.04 wt % V and balance Fe) was used in this study. Samples with the dimensions of 200 mm x 40 mm x 6 mm were cut from the steel plates for performing FSP. FSP was performed with a processing tool having a convex shoulder with the diameter of 18 mm and a cylindrical pin with the diameter and length of 8 mm and 3 mm, respectively. FSP was conducted with a tool rotation of 635 rpm and a traverse speed of 45 mm/min. The shoulder tilt angle was set at 3^0, and the tool plunger downforce was kept constant at 11 kN during process.

Optical microscope (OM) and transmission electron microscope (TEM) were used to observe the microstructure of the samples before and after FSP. The specimens for OM were cross-sectioned on the processed sample perpendicular to the processing direction, polished with standard techniques and then etched with a %3 Nital (3ml. HNO3 + 97 ml. C_2H_6O) for 15 s. The TEM was performed using an FEI Tecnai F20 microscope, operated at a nominal voltage of 200 kV.

The impact toughness of the specimen was evaluated at room temperature by measuring the total absorbed energy using Charpy impact test before and after FSP. The samples with the dimensions of 3 mm x 4 mm x 27 mm with a V-notch depth of 1 mm and a radius of 0.1 mm were cut from the FSPed plate with different notch position (NP) according to DIN50115 (Fig. 1). The fracture surfaces of the fractured specimens were observed using a JEOL 6400 scanning electron microscope (SEM) operated at 15 keV in the secondary electron image mode.

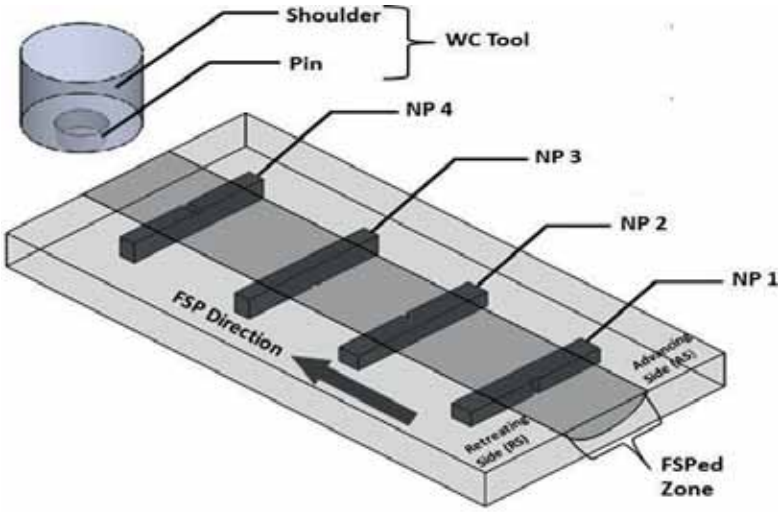


Figure 1. Schematic illustrations showing the FSPed samples and the geometry and position of the impact test specimens inside the processed sample.

3. Results and Discussion

3.1. Microstructure

The initial microstructure of base steel plate before FSP is well-known and consists mainly of coarse-grained (CG) ferrite with an average grain size of 25 μm and smaller grains of fine pearlite (Fig. 2(b)). FSP resulted in a considerable refinement in the microstructure of steel inside the processed zone (NZ) (Fig. 2(c)-(f)). A fine-grained (FG) microstructure formed after FSP with decreasing the grain size from 25 μm down to about 3.0 μm in that zone. The coarse ferrite and perlite grains in CG sample were fragmented and refined by the effect of both severe plastic deformation and dynamic recrystallization during FSP [9]. The microstructure of the stir zone was characterized by the presence of ferrite with aligned and nonaligned second phase of perlite, grain boundary ferrite, and a ferrite/carbide aggregate that appears to be fine pearlite [10]. As shown in Fig. 2(e), the top most surface layer just beneath the shoulder has relatively coarser grain size. This may be due to the early recrystallization and grain coarsening effect due to the high pressing effect of shoulder [11] . Finer microstructure formed around the pin due to pin's behaves like a forging affect as well as rotation (Fig. 2(f)). From the TEM micrograph (Fig. 2(c)), refined grains are separated mostly by high-angle grain boundaries. TEM micrographs also show that the FG microstructure includes dislocations. However, the dislocations in the microstructures are unevenly distributed in such a way that some grains in their central parts are rather free of dislocations, and most of the dislocations are accumulated and tangled with others around grain boundaries (Fig. 2(e)). Such distribution of the dislocations is normal, because dynamic recovery and partly recrystallization occurs during deformation, which spreads the trapped lattice dislocations into grain boundaries.

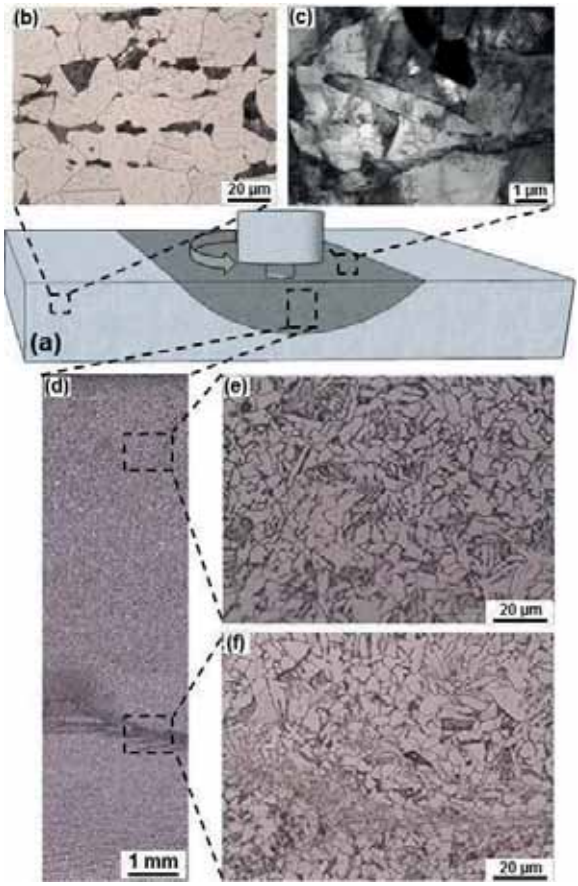


Figure 2. (a) Schematic illustrations of the FSPed plate. (b) Optical micrographs showing the microstructures of un- processed coarse grained steel plate. (c) TEM micrographs showing the microstructures of FG FSPed low carbon steel. (d)-(f) Optical micrographs showing the microstructures of FG FSPed low carbon steel in detail.

3.2. Impact toughness

Room temperature impact toughness values of all specimens before and after FSP are given in Fig. 3. Toughness of the CG steel before FSP is about 8.7 J, and it increased up to 11.2 J after grain refinement by FSP depending on the notch position inside the FSPed sample. The increase in toughness at low temperatures was attributed mainly to the substantial microstructural refinement with grains separated mostly by high angle of misorientation [12]. The grain refinement from 25 μm down to 3 μm by FSP significantly increased the amount of grain boundaries and brought about an improvement in impact toughness. More grain boundaries mean more barriers in front of the crack propagation. As the cleavage crack propagates along several grains, both the crack tip dislocations and the formation of cleavage facets are interrupted by these boundaries [13]. The peak impact toughness value of 11.2 J was achieved with the notch position located at top of the surface of processed steel plate (Fig. 3). The other notch positions of NP1 and NP2 (the notch located along the processed directions) gave more or less the same toughness values (10.4 J), while the NP3 (the notch located backside of the processed plate) resulted in a slightly higher value (10.8 J) compared to NP1 and NP2 (Fig. 3). In literature, three basic factors were underlined for clarifying the reasons of toughness anisotropy: non–uniform distribution in the size and shape of inclusions, microstructural anisotropy due to chemical segregation with banding or elongated grain structure and crystallographic texture [7, 8]. Top-most surface and around of the pin have finer grains compared to other processed regions. This is coming from the effectiveness of the pin and shoulder in that region where both rotation and forging effects are working together leading to more refined microstructure in that zone compared to others. Thus, the specimen with the notch position in NP4 showed the highest toughness among the others. The other specimens followed the same behavior with the change in grain size.

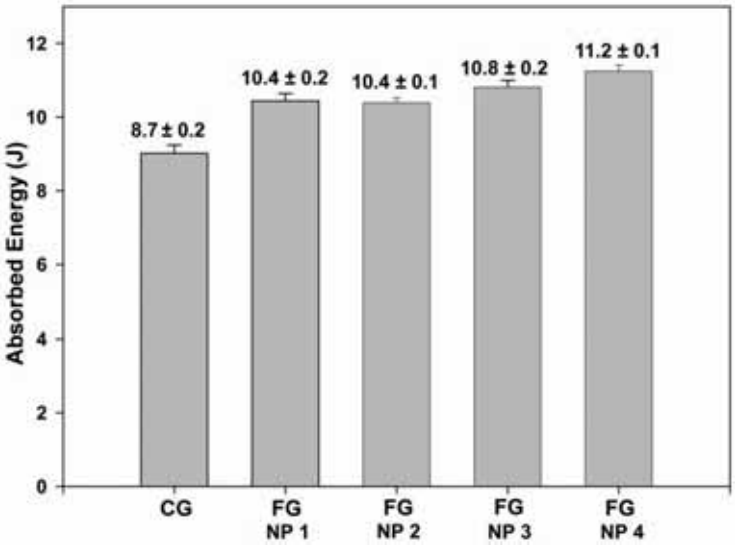


Figure 3. (a) The impact toughness values of both CG and FG specimens. The impact toughness of FG specimens were given depending on notch position inside the friction stir zone.

Morphological features of the fractured surface were also investigated, and representative ones for the specimens before and after FSP were shown in Fig. 4((a)-(b)). In general, a shear-type future morphology without fine dimples is more pronounced in the CG specimens before FSP (Fig. 4(a)). Also, large size voids or fractured valleys is coming from the coarse grained microstructure of initial steel. FSP changed considerably the fracture surface morphology of the specimen (Fig. 4(b)). As clearly seen, mostly fine dimple-like fracture surface becomes effective due to the more refined microstructure, which also validates relatively high toughness value after FSP.

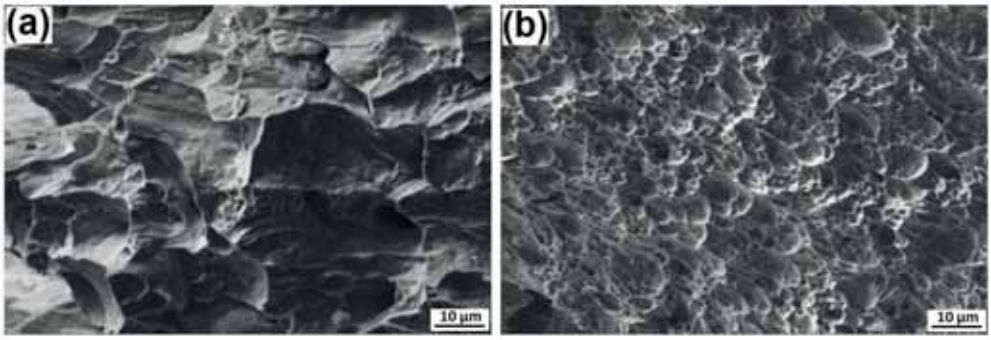


Figure 4. SEM micrographs showing the impacted fracture surfaces of: (a) CG base and (b) FG FSPed steel plates.

4. Conclusions

Room temperature impact toughness of a low carbon steel processed by single-pass FSP was investigated considering the effect of notch position of the samples inside the processed zone. The main results and conclusions of this study can be summarized as follows:

1. A fine-grained (FG) microstructure with an average grain size of about 3 μm was obtained from a coarse grained (25 μm) microstructure of low carbon steel by a single-pass FSP.
2. The microstructural modification by FSP increased room temperature impact toughness of the steel plate at all notch positions. Toughness of CG steel was about 8.7 J before FSP, and it increased up to 11.2 J depending on the notch position. The peak impact toughness was achieved with the notch position located at top of the surface of processed steel plate because of the finest grain size compared to other positions.
3. Ductile fracture mode becomes more effective under impact loading after grain refinement by FSP with decreasing dimple size and increasing amount of the dimples on the fracture surface.

Acknowledgements

Dr. G. Purcek was supported by "The World Academy of Sciences (TWAS)" under the Visiting Researchers Program of TWAS-UNESCO Associateship Scheme.

References

[1] S.M. Aktarer, D.M. Sekban, O. Saray, T. Kucukomeroglu, Z.Y. Ma, G. Purcek, Materials Science and Engineering: A, 636 (2015) 311-319.
[2] R.S. Mishra, Z.Y. Ma, Materials Science and Engineering: R: Reports, 50 (2005) 1-78.
[3] Z.Y. Ma, Metall Mater Trans A, 39A (2008) 642-658.
[4] J.-Q. Su, T.W. Nelson, C.J. Sterling, Scripta Mater, 52 (2005) 135-140.
[5] M.L. Santella, T. Engstrom, D. Storjohann, T.Y. Pan, Scripta Mater, 53 (2005) 201-206.
[6] Z.Y. Ma, A.L. Pilchak, M.C. Juhas, J.C. Williams, Scripta Mater, 58 (2008) 361 366.
[7] A. Ray, S.K. Paul, S. Jha, J Mater Eng Perform, 4 (1995) 679-688.
[8] M.S. Joo, D.W. Suh, H.K.D.H. Bhadeshia, Isij Int, 53 (2013) 1305-1314.
[9] P. Xue, B.L. Xiao, W.G. Wang, Q. Zhang, D. Wang, Q.Z. Wang, Z.Y. Ma, Mat Sci Eng a-Struct, 575 (2013) 30-34.
[10] B.T.J. Lienert, J. W. L. Stellwag, B.B. Grimmett, R.W. Warke, Welding Journal Research Supplement, 82 (2003) 1-9.
[11] P.B. Prangnell, C.P. Heason, Acta Mater, 53 (2005) 3179-3192.
[12] O. Saray, G. Purcek, I. Karaman, H.J. Maier, Metall Mater Trans A, 43A (2012) 4320-4330. [13] R. Song, D.Ponge, D. Raabe, Acta Mater, 53 (2005) 4881-4892.

AN INVESTIGATION ON THE IMPLEMENTATION OF ERP SYSTEMS IN THE SHIPYARDS

Eda TURAN[1] & Ali Suat GÜLER[2]

ÖZET

Enterprise Resource Planning (ERP) system which is implemented in order to improve the efficiency of workflows in the companies, is required to have huge investments of money, resources and time. ERP can be adopted not only large sized companies but also small sized firms and this software is used in several industries such as manufacturing, shipbuilding, media, hospitality, chemical, oil and gas, agriculture & farming, bank and financial and information technology. Nowadays, in addition to companies in the industry, universities, education institutes are also utilizing from ERP systems.
ERP systems in the shipbuilding industry and the utilization of ERP in Turkish shipyards have specifically been investigated in this study. In this context, benefits, advantages and disadvantages of ERP has also been presented. According to this study, it is observed that shipyards in Turkey have started to use ERP systems nowadays during planning, production, supply chain stages of the shipbuilding process. Moreover, ERP systems have a contribution for shortening the delivery times of the vessels and decreasing costs.

Anahtar Kelimeler: Parametrik Yalpa Hareketi, Stabilite, Lineer olmayan

1.Introduction

Enterprise resource planning (ERP) is a category of business-management software—typically a suite of integrated applications—that an organization can use to collect, store, manage and interpret data from many business activities, including:

- product planning, cost
- manufacturing or service delivery
- marketing and sales
- inventory management
- shipping and payment

ERP provides an integrated view of core business processes, often in real-time, using common databases maintained by a database management system [1]. ERP software automates core corporate activities, such as manufacturing, human resource, finance, and supply chain management, by incorporating best practices to facilitate rapid decision-making, cost reductions, and greater managerial control [2]. There are various types of ERP such as human resources, engineering, purchasing, project management, etc. and these

1 Yildiz Technical University, Naval Architecture and Maritime Faculty, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Phone:0212 383 28 50, e-mail: edaturan@yildiz.edu.tr
2 Delta Marine Engineering and Computer Co., Naval Architect and Marine Engineer, e-mail: alisuatguler@gmail.com

types are shown in Fig. 1. An ERP system of some sort can aid most organizations. ERP systems are also as diverse as the types of companies in existence. ERP systems are well suited for small businesses aiming to grow and certainly medium or large enterprises will require an ERP system [3].

Figure 1. Types of ERP [4]

Standart ERP flow chart is shown in Fig. 2. According to Fig. 2., there are two types of managerial planning as Top Management Planning and Operation Management Planning. During execution of the plans, business, sales, production, material and capacity plannings should be done respectively. Performance measurent should also be done according to the standard ERP flow chart.

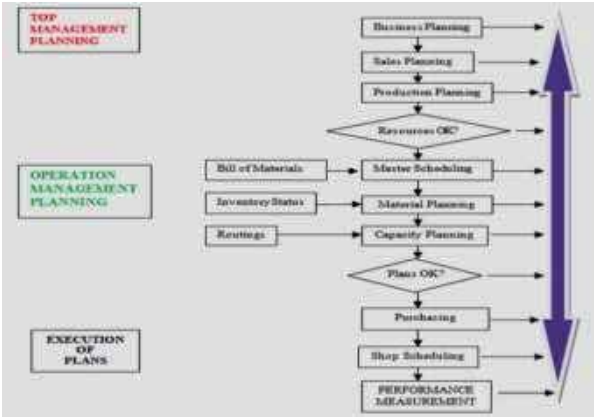


Figure 2. Standart ERP Flow Chart [5]

2. Benefits, Advantages and Disadvantages of ERP

The adoption of an ERP system is a very difficult decision, especially on how many suppliers are on the market today. The decision process is started because of the problems which arising in collaboration and interaction between departments of the organization. The decision and implementation solution called Enterprise Resourse Planning [6]. ERP systems have various benefits, advantages and disadvantages for the companies.

Benefits of ERP are as follows;

- ERP can improve quality and efficiency of the business. By keeping a company's internal business processes running smoothly, ERP can lead to better outputs that may benefit the company, such as in customer service and manufacturing.
- ERP supports upper level management by providing information for decision making.
- ERP creates a more agile company that adapts better to change. It also makes a company more flexible and less rigidly structured so organization components operate more cohesively, enhancing the business—internally and externally.
- ERP can improve data security. A common control system, such as the kind offered by ERP systems, allows organizations the ability to more easily ensure key company data is not compromised.
- ERP provides increased opportunities for collaboration. Data takes many forms in the modern enterprise. Documents, files, forms, audio and video, emails. Often, each data medium has its own mechanism for allowing collaboration. ERP provides a collaborative platform that lets employees spend more time collaborating on content rather than mastering the learning curve of communicating in various formats across distributed systems [7].

Additionally, the fundamental advantage of ERP is saving time and expense. Management can make decisions faster and with fewer errors. Data becomes visible across the organization. Tasks that benefit from this integration include:

- Sales forecasting, which allows inventory optimization.
- Chronological history of every transaction through relevant data compilation in every area of operation.
- Order tracking, from acceptance through fulfillment
- Revenue tracking, from invoice through cash receipt
- Matching purchase orders (what was ordered), inventory receipts (what arrived), and costing [8] (what the vendor invoiced)
- Eliminates the need to synchronize changes between multiple systems—consolidation of finance, marketing, sales, human resource, and manufacturing applications
- Brings legitimacy and transparency to each bit of statistical data
- Facilitates standard product naming/coding
- Provides a comprehensive enterprise view (no "islands of information"), making real–time information available to management anywhere, any time to make proper decisions
- Protects sensitive data by consolidating multiple security systems into a single structure [3].

Moreover, disadvantages of ERP are as follows;

- Customization can be problematic. Compared to the best-of-breed approach, ERP can be seen as meeting an organization’s lowest common denominator needs, forcing the organization to find workarounds to meet unique demands.
- Re-engineering business processes to fit the ERP system may damage competitiveness or divert focus from other critical activities.
- ERP can cost more than less integrated or less comprehensive solutions.

- High ERP switching costs can increase the ERP vendor's negotiating power, which can increase support, maintenance, and upgrade expenses.
- Overcoming resistance to sharing sensitive information between departments can divert management attention.
- Integration of truly independent businesses can create unnecessary dependencies.
- Extensive training requirements take resources from daily operations.
- Harmonization of ERP systems can be a mammoth task (especially for big companies) and requires a lot of time, planning, and money [3].

3. A Case Study: Shipyard Man-Hour Analysis

Enterprise resource planning (ERP) systems need huge investments of money, resources and time. Their inital cost is high and it is needed time to get adopted in the company. Therefore, while a good ERP implementation can speed up the workflow of the company and diminish costs, non-organized ERP application can cause loosingt productivity and delays in the delivery times. ERP is used by all size of companies however, it is mainly applied to the production, manufacturing, financial facilities, as well as chemicals, oil and gas sectors. Today, universities, education institutes are also utilized from ERP systems.

In this study, X Shipyard in Turkey which adopted ERP in its facilities has been evaluated in order to figure out the importance of ERP and observe the benefits of this approach evaluated to the odd system. The situations of the shipyard after ERP usage and before ERP usage have been compared. In this purpose, a production of a tug has been considered and it is noted that ERP has a positive effect on the production times and as well as production costs. Production period and total man-hour during the construction is achieved to reduce by 8% (4074 man-hours) with the application of ERP to the company. Reduction in man-hours directly lead to reduce the production costs and gives opportunity to gain new projects or start the following project earlier for the shipyard. The benefits detailed in Part 2 have also been observed in the nominated shipyard.

In addition to costs reduction, work reduction and inconsistences, global optimization of the company's process, contribution to integrated management and elimination of interfaces between isolated systems are also other benefits to the company as given in Fig. 3. Reduction in the work volüme also prevents re-works which is one of the main reasons for late deliveries in the shipyards.

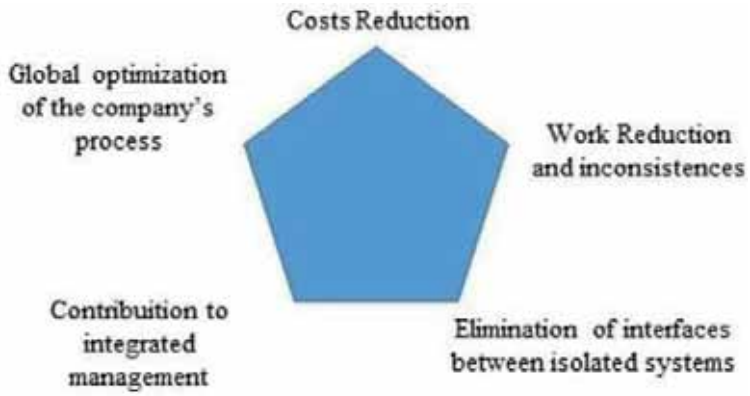


Figure 3. Fundamental Benefits of ERP [9]

4. Conclusion

Shipbuilding industry, which has high costs during construction compared to other sectors, needs special regard in order to prevent delays and late deliveries. Most important factor leading to late delivery and breakdown in the production flow is repetitive processes during the shipbuilding process. Accurate planning and project management is very important in order to follow up the production. Some softwares developed in the recent years assist shipyards and other companies for checking the facilities. One of these systems suitable for the manufacturing industry such as shipbuilding is ERP systems. According to this system, efficiency, customer satisfaction, on time deliveries, level of security increases and also it enables to reduce production costs and times.

The case study evaluated within the scope of this study showed that ERP application to one of the shipyards in Turkey diminished total man-hour around 8%. This ratio is a significant value in order to compete with other shipyards in the Worldwide basis. In today, due to the global crisis, shortening of delivery times and cost-effective production are two prominent factors effecting the decision makers's choice while selecting shipyard. This kind of management systems seems high costed at first glance, however their positive effects can not be ignored in the long term period. Shipyards adopting these systems and organizing their production facilities with the modern techniques will continue to carry out profitable projects, even in the depressed market conditions.

Using this system orders will be honored in the shortest time and with as few errors, but in order to get the best results from the ERP system, it is necessary that the people inside the entity to understand and adopt the methods provided for by the system software; and if the methods do not ERP system are understood and adopted by the employees of the entity they would hesitate to use the system or will want to transform them into alternatives that seem easier to use but really this transformation makes the system more unstable and harder to maintain [10].

5. References

[1] http://www.syentys.com/services/enterprise-resource-planning

[2] Holland, C. and Light, B. (1999), ‒A Critical Success Factor Model for ERP Implementation‖, *IEEE Software*. Vol .9, Issue3, p. 30-36.

[3] http://www.cio.com/article/2439502/enterprise-resource-planning/erp-definition-and solutions.html

[4] https://optimumpps.co.uk/what-is-erp-the-basics-and-how-we-can-help/

[5] Madanhire, I. and Mbohwa, C. (2016), ‒Enterprise Resource Planning (ERP) in Improving Operational Efficiency: Case Study, *Procedia CIRP*, Vol. 40, p. 225-229.

[6] Ovidiu, S. and Dascalu, C. (2010), ‒The Advantages and Risks of Using an ERP System in the Context Globalization‖, *International Journal of Modern Manufacturing Technologies*, Vol. 2, p. 83-88.

[7] https://en.wikipedia.org/wiki/Enterprise_resource_planning

[8] http://datacentrix.co.za/index.cfm?tc=4&p=business&sc=15&s=enterresource

[9] S. L. F., Castro Silva and S. B. Oliveira. (2015), ‒Planning and scope definition to implement ERP: The case study of Federal Rural University of Rio de Janeiro (UFRRJ)‖, *Procedia Computer Science*, Vol. 64, p. 196-203,

[10] C. A., Caraiman, ―Advantages and Disadvantages of Using Integrated ERP systems at Trade Entities‖, Annals of the „Constantin Brâncuşi‖ University of Târgu Jiu, *Economy Series*, Issue 4/2015

INVESTIGATION OF HYDRODYNAMIC PERFORMANCE OF CAVITATING BLADES OF MARINE CURRENT TURBINES IN UNIFORM FLOW

Mehmet Salih KARAALİOĞLU, Sakir BAL

ABSTRACT

The growing energy demand is one of the biggest problems in the world. Until recently, this energy demand has been met by fossil resources and was cheap and easy to produce. However, interest of renewable energy has been increased due to several reasons (climate change, international regulations, environmental pollution etc.) The marine renewable energy offers immense potential on this problem. This great energy potential can be exploited by many ways such as; wind, sun, marine and tidal currents etc. The aim of this study is to predict the performance of blades using in horizontal axis marine current turbines in terms of cavitation phenomenon under uniform flow conditions by using a numerical boundary element method.

The cavity shape is determined in fixed-cavitation number approach. In this method, the cavitation number is assumed to be known and the cavity length, shape and volume can then be determined. Cavity length and cavity shape is determined with an iterative method. The iteration procedure is repeated until both kinematic and dynamic boundary conditions are satisfied on the section surfaces of turbine blades under the cavity surface. In this method, 3D (three-dimensional) blade geometry, cavitation number and angle of attack for each section are defined as input values. Cavity shape, volume and pressure distributions on 3D blades are all output values. Flow is assumed to be steady, incompressible and inviscid. No mass flux is assumed between cavity surface and flow. Pressure is equal to the vaporize pressure and constant on the cavity surface. Sheet types of partial cavity or super cavity that are very common on turbine blades are assumed on the sections of the blades. Cavity height is forced to be zero both at the cavity leading and trailing edges. The blade section and cavity surfaces are discretized into a finite number of constant strength source and dipole panels. Green's third identity, subject to the corresponding boundary conditions, is satisfied at the center of each panel. The primary unknowns are the strengths of dipoles and sources, which are found by solving the linear system of equations formed by the multiple application of the Green's formula. After the solution of the linear system, the cavity thickness is found by integrating the source strengths. The pressures are found from Bernoulli's equation where the surface velocities are determined by numerical differentiating the potential values.

An elliptical turbine blade is selected with sections having 4 digits NACA series. All blade sections are placed along the span-wise with constant angles of attack. Then angles of attack distribution along the span-wise is changed to investigate systematically the effect on cavitation and lift-drag coefficients. The results have been discussed and some recommendations at the end have been made.

Keywords – Marine current turbine, cavitation, boundary element method

1. Introduction

Researches on renewable energy become very important from day to day. MCT (Marine Current Turbine) have the numerous advantages such as having predictable and regular energy characteristics. The MCT and wind turbines are very similar in mechanism and basic principles. One of the main differences between MCTs and wind turbines is the cavitation that is an avoidable physical phenomenon for MCTs. So cavitation occurrence on MCT blade is all-important in terms of hydrodynamic performance [21,22].

Cavitation is defined as the process of formation of the vapor phase of a liquid when it is subjected to reduced pressures at constant ambient temperature [9,11]. Cavitation is a result of the pressure reduction. So cavitation can happen in a system with a pressure and velocity fluctuation. Pressure varies sharply on areas where cavitation occurs. It is an undesirable phenomenon in many engineering applications due to detrimental effect of cavitation such as erosion (in the case of developed cavitation if the velocity difference between the liquid and the solid wall is high enough.) noise, loss of performance (reduction in thrust of propeller, increase in drag of foil, etc.) [11,12,18].

In literature, many studies are found flow analyses of three dimensional hydrofoils by using boundary element method. Some important studies are mentioned here due to page limitation.

İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü,

e-mail: cdelen@itu.edu.tr (*) sbal@itu.edu.tr

Linear theory was used to formulate two dimensional cavitating hydrofoil flows by Tulin 1953, Acosta 1955 and Geurst and Timman 1956 [19,20]. Linear theory was quite similar to classical thin wing theory. It was assumed that cavity and foil thickness relative to the foil chord length is thin [14]. In linear theory, foil thickness has been increased when cavity volume and size increased, that is not correct.

Numerical nonlinear surface vorticity method developed later by Uhlman (1987), contrary to linear theory, foil thickness has been increased when cavity volume and size decreased.

Cavitating flows in three dimensions (three dimensional hydrofoils) are investigated firstly by Nishiyama (1970), Leehey (1971), Furuya (1975), Uhlman (1978), Van Houten (1982). In this method, three dimensional effects introduced by matching the inner solution with the solution from lifting line theory in the outer domain. However, this method could be applied only for hydrofoils with high-aspect ratios.

2. Mathematical Formulation

Consider cavitating three dimensional turbine blade in uniform flow as shown in Figure 1.

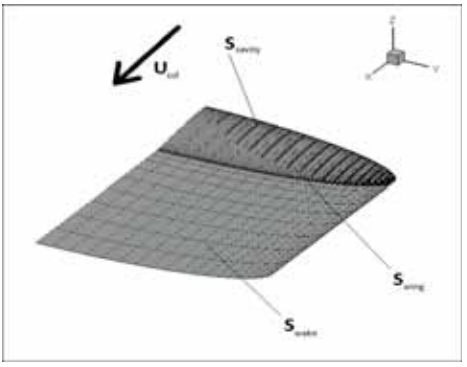


Figure 1. Half of cavitating three dimensional blade geometry, coordinate systems and panel distribution**.**

Where X is in the direction of inflow, Y in span wise direction and Z in thickness direction of section, respectively. U_{inf} can be represented by the incoming uniform flow velocity. Note that only half of blade geometry is shown due to symmetry.

It is assumed that the flow around the blade is incompressible, inviscid and irrotational. The steady 3-D flow can be defined in terms of total potential and perturbation potential.

$$\Phi(x, y, z) = \phi(x, y, z) + U_{\text{inf}} x \tag{1}$$

Total potential and perturbation potential must be satisfied Laplace's equation due to conservation of mass.

$$\nabla^2 \phi = \nabla^2 \Phi = 0 \tag{2}$$

In addition to above assumption, the following boundary condition should be satisfied on the surface.

i. **Kinematic Boundary Condition:** The tangential component of velocity on hydrofoil surface and cavity surface must be zero. Velocity on cavity surface can be obtained by applying Bernoulli equation [5,13].

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = -\frac{\partial \Phi_{in}}{\partial n} = U_{\infty} \vec{n} \tag{3}$$

where sigma is the cavitation number [1,2].

$$\sigma = \frac{p_\infty - p_c}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2} \tag{4}$$

ii. Dynamic Boundary Condition: Pressure on the cavity surface is constant and equal to vaporization pressure [13].

$$q_c = U_\infty (1+\sigma)^{1/2} \tag{5}$$

iii. Kutta Condition: The velocity in the trailing edge of the hydrofoil must be finite.

$$\nabla \phi_{T.E.} = finite\ at\ the\ trailing\ edge \tag{6}$$

iv. Cavity Closure Condition: The trailing edge of cavity has complicated physical phenomena. A termination model must be applied at trailing edge of cavity to simplify the problem. Some termination models are defined such as the re-entrant jet model, the spiral vortex model, the viscous wake model. For details about cavity closure condition can be found in [14,15].

3. Numerical Implementation

The integral equation can be obtained by applying Green's third identity to the governing equation in the fluid domain for the perturbation potential on the cavity and wetted hydrofoil.

$$2\pi\phi_p = \iint_{S_{kanat+kavitasyon}} \left[\phi \frac{\partial}{\partial n}\frac{1}{R} - \frac{\partial \phi}{\partial n}\frac{1}{R} \right] dS + \iint_{S_{iz}} \left[\Delta\phi_w \frac{\partial}{\partial n}\frac{1}{R} \right] dS \tag{7}$$

In present method, hydrofoil and cavity surface are discretized quadrilateral panels. Constant-strength source and dipole panel on the foil and constant-strength dipole panels on the presumed wake surface is used. Equation 7 is carried out at control point of each panel by using a low order panel method iteratively. Strength of dipoles and sources are unknown. Unknowns are found by solving linear system of equations [11,12]. Then cavity thickness is obtained by integrating the source strength. The cavity volume history and the forces can then be computed by integrating the cavity thickness and the pressures, respectively [17,18].

The cavity shape is determined in fixed-cavitation number approach. In this method, the cavitation number is assumed to be known and the cavity length, shape and volume can then be determined. Cavity length and cavity shape is determined with an iterative method. The iteration procedure is repeated until both kinematic and dynamic boundary conditions are satisfied on the section surfaces of turbine blades under the cavity surface. The details of the method are given in [4,6,7,10,16].

4. Numerical Results

First an elliptic wing geometry without cavitation has been selected and its circulation distribution is calculated by the present numerical method. In Figure 2, the panels with cosine spacing both in span wise and chord wise directions and the circulation distribution are shown. NACA 2412 is used for all blade sections along span wise direction. It is clearly seen from Figure 2 that elliptical circulation distribution is obtained for constant angles of attack, as expected.

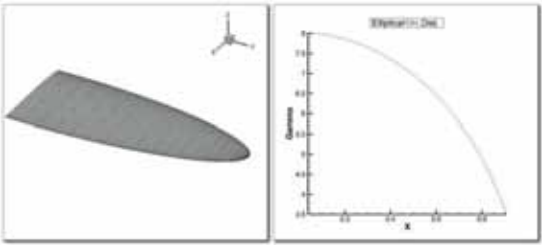


Figure 2. Half of elliptical blade geometry and its circulaton distribution (σ=2.0).

The calculations are carried out for numbers of panels, 80 (in chord wise direction) *20 (in span wise direction). It is shown that they are converged solution [12].

Later cavitation number is chosen as 0.6. The elliptical blade and computed cavity shape are shown in Figure 3 for this case. Circulation distribution on blade is also shown in Figure 3. Due to occurrence of cavity, circulation distribution is now different than elliptical one. In this case, the angles of attack are also kept constant for all sections along span wise direction as similar to the case of previous one and are equal to 5°.

Then, it has been selected to cases (Case I and Case II) to get an elliptical circulation distribution by changing the angles of attack distribution along the span wise direction in cavity case (See Figure 5). For the Case I and Case II, the angles of attack are given in Table 1.

Table 1. Angles of attack for Case I and Case II

Case I	4.6	4.6	4.6	4.7	4.7	4.7	4.7	4.7	4.8	4.8	4.85	4.85	4.85
Case II.	4.65	4.65	4.65	4.65	4.7	4.7	4.7	4.7	4.7	4.8	4.8	4.85	4.85

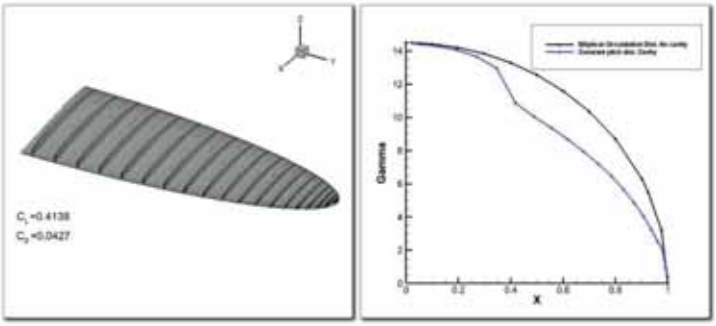


Figure 3. Half of elliptical blade geometry and its circulaton distribution (σ=0.6).

In Figure 5, the circulaton distributions are shown for Case I, Case II as compared with those of elliptic blade with cavity and non-cavity cases. Note that the circulation distribution for Case II is close elliptical blade having no cavity. Cavity shapes for Case I and Case II are also given. Figure 4.

Figure 4. Half of elliptical blade geometry and computed cavity shape for all cases. (σ=0.6).

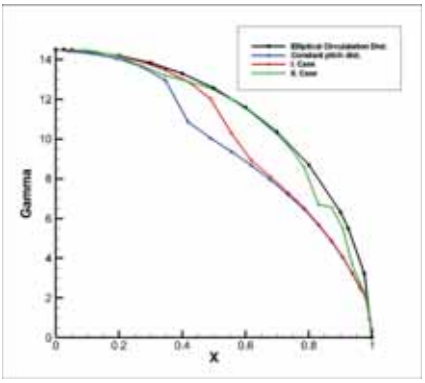


Figure 5. Circulation distribution for different distribution of angles of attack**.**

Table 2 on the other hand shows C_L (lift coefficient) and C_D (drag coefficient) for Case I, Case II and constant angles of attack case. All cases are for cavitating elliptical blade geometry. Note that although Case I gives minimum cavity volume, it gives higher C_L/C_D value. This means that elliptical distribution does not give necessarily the maximum lift drag ratio in case of cavitating blade.

Table 2. Comparison of lift and drag coefficients for cavitating elliptical blade.

	C_L	C_D	C_L/ C_D	Cavity Volume
Constant Pitch D.	0.4138	0.0427	9.69	0.005702
Case I	0.4313	0.0430	10.03	0.005905
Case II	0.3578	0.044	8.13	0.005258

5. Conclusions

In this study, an iterative boundary element method based on potential theory has been applied for the investigation of hydrodynamic performance of 3D cavitating blades used for MCTs.

It is found that although elliptical distribution gives minmum cavity volume, it does not give necessarily the maximum lift drag ratio in case of cavitating blade.

The systematic numerical studies on section geometry effect and angles of attack effects will be carried out in near future.

Nomenclature

$\vec{n}$ Normal vector
σ Cavitation number
C_L Lift coefficient
C_D Drag coefficient
ϕ Pertürbation potential
Φ Total potential
ρ Density
p_c Vapor pressure
Γ Circulation (Gamma)
U_∞ Flow velocity

References

[1] Arakeri, V. H.,Acosta, A: J., (1976) Cavitation Inception observation on axisymmetric bodies at supercritical Reynolds number. J. Ship Res. 20 (1) 40-50.

[2] Bal, S. (1998). A potential based panel method for 2-D hydrofoils. Ocean Engineering. Vol 26. pp. 343-361.

[3] Bal, S, (2005) "Lift and Drag Characteristics of Cavitating Swept and V-Type Hydrofoils", Trans of RINA, International Journal of Maritime Engineering, Vol. 147, Part A, pp. 51-64, .

[4] Bal, S., (2007) "High-Speed Submerged and Surface Piercing Cavitating Hydrofoils, Including Tandem Case", Ocean Engineering, Vol. 34, pp. 1935-1946, October .

[5] Bal, S. and Kinnas, A., (2003). A BEM for the prediction of free surface effects on cavitating hydrofoils. Computational Mechanics. Vol 28. pp. 260-274. Springer-Verlag.

[6] Celik, F., Ozden, Y.A. and Bal, S., (2014). Numerical simulation of flow around two- and three-dimensional partially cavitating hydrofoils. Ocean Engineering. Vol. 78. pp. 22-34.

[7] Dang, J., Kuiper, G., (1998) Re-entrant jet modeling of partial cavity flow on three-dimensional hydrofoils. In: Proceeding of ASME FEDSM'98.

[8] Fine, N. E., (1994). Non-linear analysis of unsteady cavitating flows around hydrofoils and propellers. PhD thesis, Department of Ocean Engineering, MIT.

[9] Franc, J.P. and Michel, J.M. (2004). Fundamentals of cavitation, volume 76, pp. 140-160. Springer Science & Business Media.

[10] Geurst, J., Timman, R., (1956) Lineariazed theory of two-dimensional cavitational flow around a wing setion. In:Procedings of the IX International Congress of Applied Mechanics.

[11] Karaalioglu, M.S. and Bal, S., (2015). Numerical investigation cavitation buckets for hydrofoil parametrically. Journal of maritime and marine sciences. Vol. 1(2). pp. 28-40

[12] Karaalioglu, M.S. (2015) Hidrofoillerin kavitasyon kovalarının sayısal-parametrik incelenmesi. MSc thesis at Istanbul Technical University

[13] Katz, J., and Plotkin, A. (2001). Low-speed aerodynamics. Vol. 13. pp. 160-180. Cambridge University Press.

[14] Kinnas, S.A., (1993). Partially cavitating & supercavitating 2-D panel methods user's manual version 1.0. MIT

[15] Kinnas, S.A., (1999). Fundamental of cavity flow. Ocean Engineering Group, Department of Civil Engineering, University of Texas Austin.

[16] Newman, J.N., (1977). Marine Hydrodynamics. pp. 200-208. ISBN 0-262-14026-8, MIT press.

[17] Ozden, Y.A., Bal, S. and Dogrul, A., (2012). "Prediction of Cavitation on Two- and Three-Dimensional Hydrofoils by an Iterative BEM", Proc. 8th International Symposium on Cavitation (CAV 2012), pp. 696-702, Singapore, August 13-16, 2012

[18] Seber, S., Ekinci, S and Bal, S., (2012) Numerical Calculation of Cavitation Buckets for 2-D Hydrofoils, Sigma Journal of Engineering and Natural Sciences, YTU, Vol. 30, No:3, pp. 266-280, 2012.

[19] Tulin, M. P. (1963). Supercavitating flows-small perturbation theory (No. TR121 3). Hydronautics Inc. Laurel Md.

[20] Uhlman JR, J. S. (1987). The surface singularity method applied to partially cavitating hydrofoils. Journal of ship research, 31(2), pp. 107-124.

[21] Uşar, D., and Ş. Bal. (2015). Cavitation simulation on horizontal axis marine current turbines. Renewable Energy 80. pp. 15-25.

[22] Uşar, D, (2015). Sualtı akıntı türbinlerinin hidrodinamik analizi. Phd thesis at Istanbul Technical University.

QUANTIFYING AIR FLOW DISTORTION AROUND ANEMOMETER SITES ON A CATAMARAN

Şahin GÜNGÖR[1] and Ziya Haktan KARADENİZ[2]

ABSTRACT

Ships have been used to gather marine meteorological data for years. These meteorological data include wind speed and direction, air and sea surface temperature and cloud cover. Wind data are especially gathered and reported by voluntary observing ships (VOS). Wind speed reports from VOS are obtained from anemometers which are permanently mounted over the bridge or on a mast in the ship's bow, to give an indication of the wind conditions. Determining the wind speed bias around anemometers is so important for the reliability of data at cruising. There are two main critical parameters to evaluate accurate wind data; shape and size of ships and anemometer location on ships.

The aim of our study is quantifying the airflow distortion over local catamaran ships in Izmir Gulf by 3D CFD analysis. 3D model of the catamaran ships is imported to Ansys CFX program and the air flow distortion caused by ship's structure is analysed. The ship geometry has been modelled in detail to quantify the best results and the flow domain has three cylindrical bodies. Different mesh sizes were studied to quantify the air flow distortion in the flow domain correctly. The mesh sizes have been decreased at the positions closer the ship hull and increased away from the ship hull where the flow didn't vary a great deal. Other air flow distortion studies in the literature used rectangular prism domains. The cylindrical domain has advantages for future results because the mesh model is fixed for every analysis and wind directions can be changed simply with cylindrical domain's 45° pieces. CFD analysis outputs were compared with information in the literature by means of wind data bias around the ships. Results of this study can be used for correcting the data collected from ship's anemometer and to obtain the accurate offshore wind data to determine the offshore wind energy potential in Izmir Gulf.

Keywords: air flow distortion, cfd, catamaran**.**

[1] İzmir Katip Çelebi University, Graduate School of Natural and Applied Science, Mechanical Engineering Program, sahingungor@hotmail.com, 0553 485 50 08.

[2] İzmir Katip Çelebi University, Faculty of Engineering and Architecture, Department of Mechanical Engineering, zhaktan.karadeniz@ikc.edu.tr, 0505 525 08 63.

1. Introduction

Ship-mounted anemometers have been used for meteorological observations, obtaining the wind speed data and climate change analysis. Wind data are especially gathered and reported by Voluntary Observing Ships (VOS). Although all ships have devices to gather some meteorological data, World Meteorological Organization (WMO) has created the Voluntary Observing Ships (VOS) program to report meteorological parameters at marine surface regularly. Ships participated this program are cargo or tanker ships which are in different shapes and sizes. International Comprehensive Ocean Atmosphere Data Set (ICOADS) have collected and archived these measured meteorological observations through VOS program. Studies about wind speed adjustments and air flow distortion used these data set to quantify wind speed bias. Wind speed reports from VOS are obtained from anemometers which are permanently mounted over the bridge or on a mast in the ship's bow, to give an indication of the wind conditions. Despite the wide range of usage of ships for gathering wind data, a few studies have taken the air flow distortion caused by the ship's structure into account. Because, there have been two critical problems to evaluate the accurate wind speed; shape (type) and size of merchant ships and anemometer location on ships.

Wind speed adjustment studies in the literature have begun with some kinds of mathematical methods. Lindau [1] compared the six North Atlantic Ocean weather stations' wind speed data with measured wind speed data from merchant ships and developed a Beaufort Equivalent Scale (Table 1). Beaufort Equivalent scale was calculated with average values of VOS and Ocean Weather Ships' (OWS) individual reports. Lindau's Beaufort Equivalent scale was valid only in North Atlantic, so, for other regions it should be converted to different scales. Proposed method was important, because, constant meteorological stations' and merchant ships' data were used together but, it wasn't enough for generalizations.

Table 1. Beaufort equivalent scale, valid for a height of 25 m above sea level [1].

Bft	*0*	*1*	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*
Knots	*0.0*	*2.3*	*5.4*	*9.5*	*15.0*	*20.5*	*25.5*	*30.9*	*36.8*	*43.2*	*50.6*	*58.9*	*68.8*

Taylor et al. [2] used a model of small research ship, *CSS Dawson*, for a wind tunnel study and focused on the fact that, anemometer measurements on ships include some bias. Research ships have an anemometer that is mostly mounted over the wheelhouse and the wind flow around the anemometer is disturbed because of the structure of the ship. Taylor et al. determined the accelerated and decelerated air flow regions around the anemometer on the ship experimentally (Fig 1). When the wind flow is directly from the bow, the flow decelerated at the lower sites of the accommodation block (> 4 %) and accelerated over the accommodation block. For research ships, when the wind is from either beam, the wind speed value was overestimated (app. 7 %) and for wind from astern, the anemometer was in the wake of the accommodation block (bias < -14 %).

Thomas et al. [3] focused on methods to homogenize wind speed measurements from ships and buoys. Wind data from weather buoys moored in Canadian waters of the northeast Pacific and northwest Atlantic, and data from ships passing near these buoys were used in this study. This study aimed to quantify and remove the residual inhomogeneity of unknown source (ships) and develop a methodology to adjust measured wind data from different sources. The Canadian Marine Environmental Data Service (MEDS) provided data from three offshore buoys in the northeast Pacific and six in the northwest Atlantic. VOS reports came from ICOADS, obtained from ship log books. Anemometer heights varied between 10-40 m heights.

Thomas applied a conversion to estimated wind speed from the method offered by Lindau and developed a third-order polynomial which homogenizes the wind speed quite closely. The conversion from estimated wind speed U_E to Lindau-adjusted wind speed U_{EL} is made by using the polynomial,

$$U_{EL} = 0.0161 + 1.1888U_E - 0.0221U_E^2 + 0.0004U_E^3 \quad (1)$$

Moat et al. [4] focused on 3D cargo ship and tanker models, which are represented by simple rectangular prisms, to determine the air flow distortion around ship's anemometers. It is mentioned that there were so many kinds of merchant ship which have different sizes and it would be impractical to study each individual ship. So, a method

to describe the shapes of VOS and container ships were presented. VECTIS CFD code was used to model the flow over 3D VOS shapes. The VECTIS code was previously used to study the air flow distortion over ships by the same group.

It was a general study about air flow distortion over the tanker and container ships, and the anemometer locations of VOS weren't available. So, it was not possible to correct VOS wind speed observations directly for the effects of flow distortion. Results showed that anemometer location on merchant ships may suffer wind speed biases of between -100% and +11%.

More realistic studies were presented by Moat et al. [5, 6], which are about air flow distortion caused by the ship's structure and a 3D CFD model was used. In this two part study, a 3D bluff body and VECTIS CFD code was used to quantify the airflow distortion. The ship geometry was placed in the centre of a flow domain with an overall length of 9 ship lengths and a height of 2 ship lengths. The Reynolds number based on bridge to waterline height was $1{,}3x10^7$. The minimum cell size in the model was 0.007-0.008H, where H was the height of the bridge above the waterline. Wind speed bias has been calculated and the decelerated and accelerated flow areas have been determined around bluff body.

The results showed that there were little differences in the flow pattern with change in Reynold numbers between 2 x 10^5 and 1.3 x 10^7. The results also showed that anemometer heights and their positions were critical factors to quantify the wind speed bias.

Moat and Yelland [7] have revealed the necessity of adjustment of wind speed data caused by ship superstructure, during the WAGES project. A discovery ship named R.R.S. James Clark Ross was used for this project between 2010 and 2013.

3D model of the ship was built and air flow distortion around the anemometer sites were quantified with a steady-state flow analysis by VECTIS CFD software. The vertical profile of the wind speed at domain inlet was defined as a logarithmic atmospheric boundary layer profile with a wind speed at a height 10 m. The number of nodes within domain was around 5 to 6 million. In this study, the air flow was analyzed for bow on flow and 10, 20, 30, 50, 70, 90 and 110 degree directions over the starboard bow. The volume of the computational domain was 660 m long, 400 m wide and 150 m high for the bow-on flow. For relative wind directions at 10, 20 and 30 degrees the width was changed to 1000 m and for 50,90 and 110 degrees the width was changed to 1600 m. Results showed that quantifying the air flow distortion was so important to get accurate wind speed data.

Despite of the flow distortion around the anemometer sites of some kind of ships, there is not any information about catamarans. Furthermore, there is not any numerical study that reports all the wind speed bias resulting from any wind direction. The aim of this study is to quantify the airflow distortion over local catamaran ships in Izmir by 3D CFD analysis. Our flow domain's radius was 5 ship lengths, height was 5 ship heights and the catamaran geometry is in the centre of flow domain. In this study, the ship's mean velocity was assumed as 6m/s and wind speed was taken as 10 m/s for every 45° directions. The computational domain was set at constant temperature of 25 °C. At flow simulation, number of mesh cells was increased in specific areas. At large distance from geometry where the flow didn't vary a great deal, the number of cells was minimized [5, 6]. Results of this study show that there are wind speed biases around anemometer sites because of ship's structure.

2. Material and Methods

2.1 Description of the catamaran and analysis domain

Newest local ferryboats cruising in Izmir Gulf are catamaran type ships that were designed and manufactured in Ozata Shipyard Company. The maximum length of the ship (LOA) is 39 meters and the ship's length measured at the waterline (LWL) is 38 meters. The overall width of the ship measured at the widest point of the nominal waterline (BOA) is 11.7 meters. The draft, which is the vertical distance from the bottom of the keel to waterline, is 1.40 meters. The ship has 426 passenger capacities and the maximum speed of the ship is 32 knot.

Figure 1. Catamaran ferryboats cruising in İzmir Gulf.

In this study, the ship was modelled one to one scale in SolidWorks program and was transferred to a flow domain in ANSYS analysis program. The domain is made up of three bodies; one of them is a cylindrical core where the ship geometry is also in the centre of this layer. This layer's radius is 1 ship lengths and height is 2 ship heights. This layer was arranged with detailed mesh sizes which were minimum 0.005 H, where the H was the height of the bridge above the waterline [5]. Second part of flow domain is a ring shaped layer whose radius is 5 ship lengths and height is 2 ship heights. First part of the domain is in the centre of the second domain and they together form a disk like structure. Last part is also a cylindrical part which stands above the first and second parts. Third part's radius is 5 ship lengths and height is 28.4 meters. These three flow domains form a model which has a radius of 5 ship lengths and a height of approximately 5 ship heights. Figure 2 shows these parts and computational flow domain.

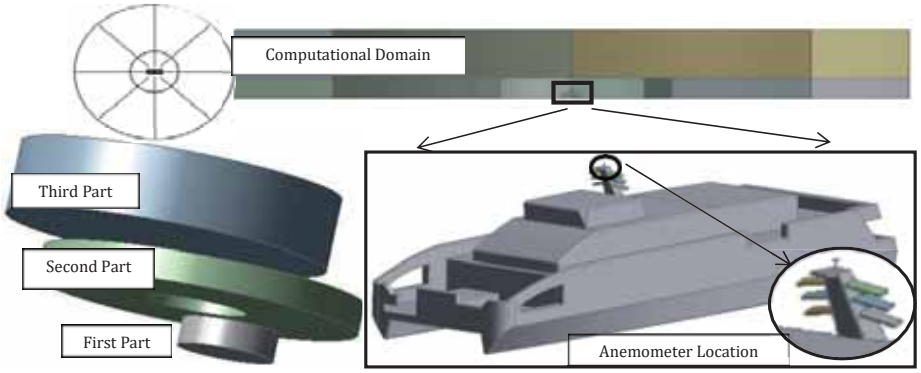


Figure 2. The flow domain parts and model geometry.

2.2 Determination of the mesh sizes and quality

For this study, different mesh sizes were studied to quantify the air flow distortion in the flow domain correctly. The mesh sizes were decreased at the positions closer the ship hull and were increased away from the ship hull where the flow didn't vary a great deal. Structured mesh elements were used for the outer parts of the flow domain and unstructured mesh elements were used for the main part of the flow domain to satisfy mesh quality.

Table 2. Mesh sizes for computational flow domain.

Number Of Structured Mesh	Number Of Unstructured Mesh	Number Of Total Mesh	Growth Rate
8.400.162	7.262.541	15.662.703	1,08

As seen in Table 2, the main part of the flow domain was meshed in detail with tetrahedron type cells.

2.3 Determination of the boundary conditions

The air at 25 °C was used and the domain was divided into eight equal pieces (Figure 2) for defining the inlet and outlet parts easily in the following studies, except the inner cylindrical part which includes ship hull geometry. Four of these parts were assigned as the inlet and the others were defined as outlet. Boundary layer

profile for vertical velocity component was taken into account [10] and determined with logarithmic Equation (2) [8] at a height of 10 m (z_1) and for an average wind speed of 10 m/s (U_1);

$$u(z) = \frac{u^*}{k} \ln \frac{z}{z_0} \quad \xrightarrow{\text{If "T "constant}} \quad \frac{U_1}{U_2} = \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^{1/7} \tag{2}$$

Residuals of velocity, turbulent kinetic energy and pressure were assumed to be converged when they are below 2×10^{-4}.

3. Results and Discussion

This section summarizes the results of computational flow domain analysis for 6 m/s average ferryboat speed and 10 m/s wind speed which impacted from different 45° directions. Atmospheric boundary layer profile was taken into account at the inlet. In the figures between 3 to 10, air flow distribution around the catamaran is shown at the left part, and the wind speed contour is set between 0 to 20 m/s except when the flow impacted directly from astern (between 0 to 10 m/s). Wind speed affecting from different directions is presented over the catamaran figures and relative wind directions are shown with green arrows. Anemometer sites over the bridge of the ship are presented at the right part of the figures.

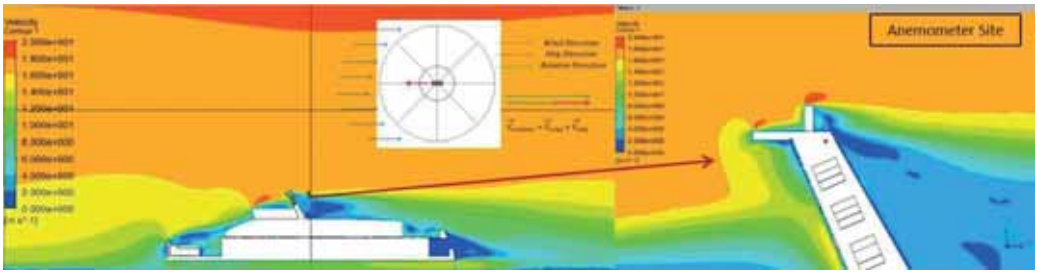


Figure 3. Flow analysis outputs for 10 m/s wind (directly from bow) and 6 m/s ship speeds.

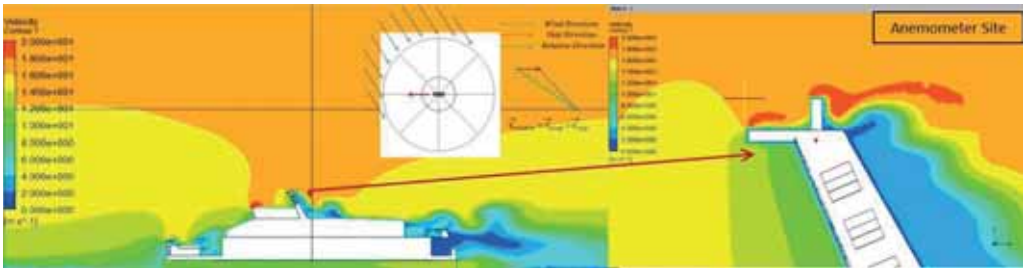


Figure 4. Flow analysis outputs for 10 m/s wind (45° clockwise) and 6 m/s ship speeds

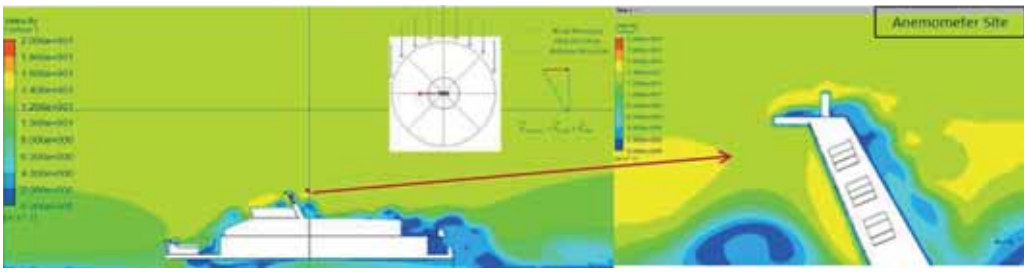


Figure 5. Flow analysis outputs for 10 m/s wind (90° clockwise) and 6 m/s ship speeds.

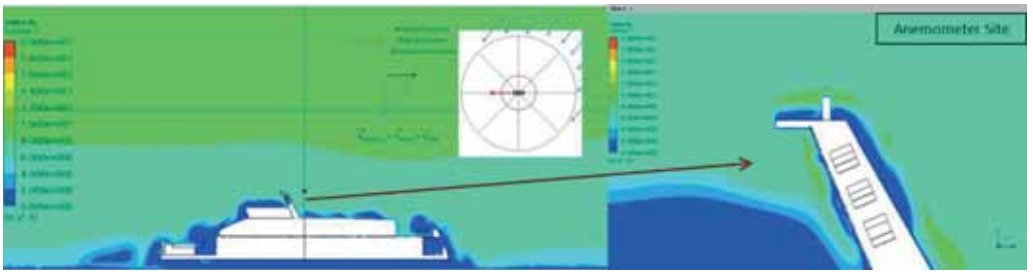


Figure 6. Flow analysis outputs for 10 m/s wind (135° clockwise) and 6 m/s ship speeds.

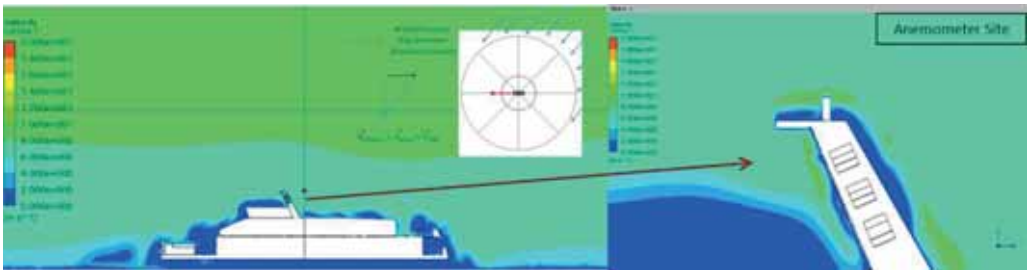


Figure 7. Flow analysis outputs for 10 m/s wind (180° clockwise) and 6 m/s ship speeds.

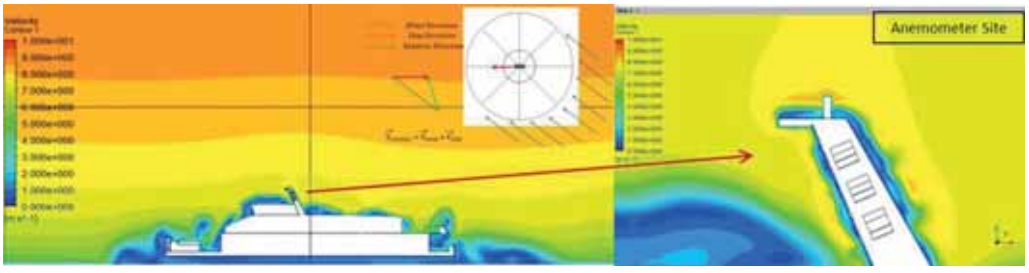


Figure 8. Flow analysis outputs for 10 m/s wind (225° clockwise) and 6 m/s ship speeds.

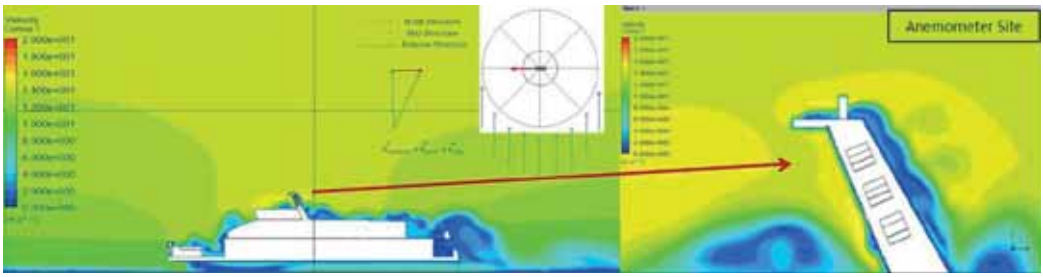


Figure 9. Flow analysis outputs for 10 m/s wind (270° clockwise) and 6 m/s ship speeds.

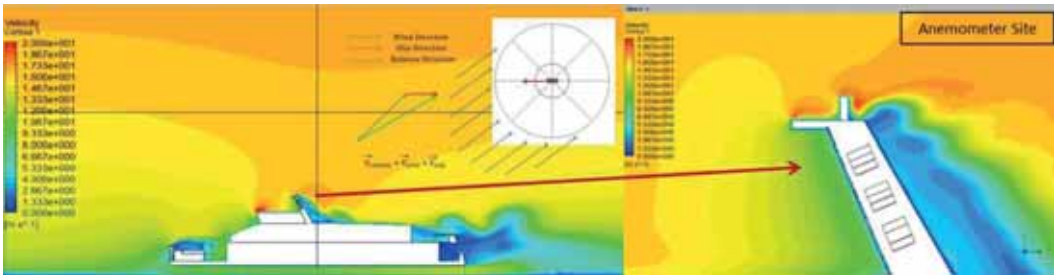


Figure 10. Flow analysis outputs for 10 m/s wind (315° clockwise) and 6 m/s ship speeds.

These figures present that, there are accelerated and decelerated flow regions around the anemometer location caused by the ship superstructure. Relative wind speed values are calculated with a vector that is the sum of the wind speed at 10.8 m anemometer height (atmospheric boundary profile is taken into account (*Formula 2)* and the ship's mean velocity (6 m/s, constant). Relative wind speed is defined as $U_{10.8}$.

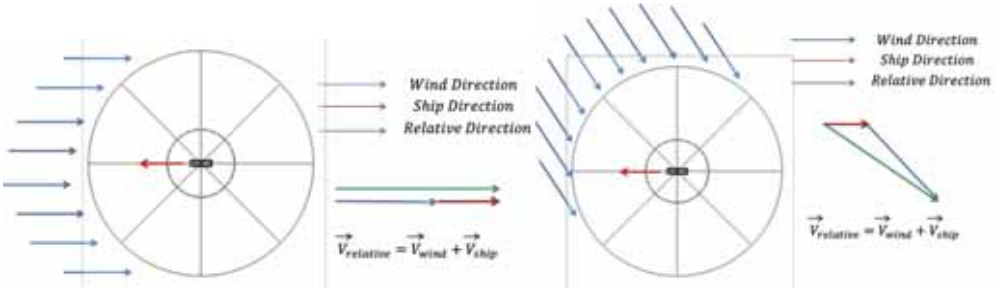


Figure 11. Relative wind speed representation for the wind directly from bow and 45° clockwise.

$U_{10.8}$ values are compared with the analysis results' average wind speed values U_{ave}. Wind speed biases are calculated for x, y and z direction by;

$$Wind\ Speed\ Bias = \frac{U_{10.8} - U_{ave}}{U_{10.8}} \quad (3)$$

When the wind impacted directly from ship's bow, wind speed biases are approximately 5 % around the anemometer site (Figure 3). Wind speed accelerated up to 10 % for 45° clockwise air flow that is similar with 315° wind direction (Figures 4 and 10 respectively). Accelerated flow regions are close to the anemometer position. The most important reason of the accelerated flow regions is the negatively inclined surface which is positioned in front of the master cabin of the ship. When the wind impacted directly from beam (90° and 270°)

of the catamaran, wind speed biases are between 17-20 % (Figures 5 and 9 respectively). For the case that the air flow affected from 135° and 225° clockwise, the flow accelerated between 6-8 % (Figures 6 and 8 respectively).

Decelerated flow regions are intensely behind the ship's mast structure. When the wind directly impacted from astern of the ship (180°), the mast behaves as an obstacle behind the anemometer (Figure 7). Because of this reason, the average wind speed values are approximately 30 % lower than $U_{10.8}$ (Table 3). Catamaran ship model has a closed part at the ship's bow because of the platform which using for embarking and dropping of the passengers. If the catamaran ship model was drawn symmetrically, the wind speed bias pairs for 45 and 315°, 90 and 270 °, 135 and 225° would be same.

Figure 12. Anemometer sites and details for the real catamaran ship and our model.

Lines are defined for x, y and z direction to represent the real anemometer region correctly. Figure 12 presents the lines which are 0.4 m length at x, y and z directions. X is the horizontal, y is the vertical and z is lateral axis to the ship geometry in the flow domain. Wind speed data are exported for 40 points throughout these lines and examined individually. These data ensured to be calculated average wind speed and wind speed bias values.

Table 3. Wind Speed Analysis Results Throughout the x, y and z Lines around the Anemometer Sites.

		Uave (m/s)			*Wind Speed Bias*			
		x	*y*	*z*	*x*	*y*	*z*	*Ave*
Degree	***U10.8 (m/s)***							
0,360°	16,111	16,837	16,806	16,778	0,045	0,041	0,043	***0,043***
45°	14,967	16,557	16,514	16,613	0,106	0,110	0,103	***0,107***
90°	11,757	13,822	13,776	13,844	0,176	0,178	0,172	***0,175***
135°	7,241	7,907	7,876	7,727	0,092	0,067	0,088	***0,082***
180°	4,111	2,430	3,336	2,773	-0,409	-0,325	-0,188	***-0,308***
225°	7,241	7,804	7,756	7,578	0,078	0,047	0,071	***0,065***
270°	11,757	14,134	14,083	14,168	0,202	0,205	0,198	***0,202***
315°	14,967	16,235	16,194	16,290	0,085	0,088	0,082	***0,085***

4. Conclusion

Quantifying air flow distortion caused by the ship's structure is very important to obtain correct wind speed data from the ship anemometers. In previous studies, VECTIS computational fluid dynamics software codes were

used to quantify the air flow distortion of VOS models. In these studies, when the wind impacted directly from ship's bow, wind speed biases were calculated between 4%-14% by CFD analysis [3, 4, 5, and 6]. Wind speed biases changed between these gaps because of the different size and shape of VOS models. In order to generalize these air flow distortion studies' results for VOS, z/H and x/H values were used to normalize the wind speed data. For these studies, x was the horizontal position of the anemometer, z was the anemometer height above the deck and H was the height of the bridge above the waterline.

In this study, air flow distortion is quantified for different flow cases. Atmospheric boundary layer profile was taken into account to determine the correct wind velocity distribution for every height in the flow domain. This study has some differences from other studies in the literature. The ship geometry was modelled in detail to quantify the best results and the flow domain had three cylindrical bodies. Other air flow distortion studies in the literature used rectangular prisms. The cylindrical domain has advantages for future results because the mesh model will be fixed for every analysis and wind direction will be changed simply with cylindrical domain's 45° pieces. The ferryboat is a catamaran type ship so there is a gap between left and right hulls of the ship. Therefore, the ship can absorb the bow-on flow influence easier than VOS models and wind speed bias for bow on flow is the minimum acceleration value at the *Table 3*. In this study, wind speed biases change between -30 to 20 %. Decelerated flow distribution occurs only when the flow impacted from the astern of the ship because of the ship mast's structured blockage. The results also showed that when the air flow impacted from directly beams of the catamaran, acceleration values of the wind speed are the maximum.

the maximum acceleration values of the wind speed are In future plan, after adjustment processing for the solution parameters to obtain better results, wind speed data will be gathered from the ferryboats with some electronic equipment and will be compared with analysis outputs. This study showed that local ferryboats can be used in the preliminary studies for determining offshore wind energy potential once the error corresponding to this method is clearly revealed.

References

[1] Ralf Lindau, "A New Beaufort Equivalent Scale ", Institute of Meereskunde, 1995.

[2] Peter K. Taylor, E.C. Kent, M.J. Yelland, B.I. Moat, "The Accuracy Of Marine Surface Winds From Ships And Buoys", Pages 27-40, 1997.

[3] B.R. Thomas, E.C. Kent, V.R. Swail, "Methods To Homogenize Wind Speeds From Ships and Buoys", Pages 980-995, 2005.

[4] B. I. Moat, M.J. Yelland, R.W. Pascal, A. F. Molland, "An Overview Of The Airflow Distortion At Anemometer Sites On Ships", Pages 995-1006, 2005.

[5] B.I. Moat, M.J. Yelland, A.F. Molland, "Quantifying The Airflow Distortion Over Merchant Ships. Part I: Validation Of a CFD Model", Pages 342-350, 2006.

[6] B.I. Moat, M.J. Yelland, A.F. Molland, "Quantifying The Airflow Distortion Over Merchant Ships. Part II: Application of the Model Results", Pages 351-360, 2006.

[7] B. I. Moat, M.J. Yelland, "Airflow Distortion At Instrument Sites On The RRS James Clark Ross During The Wages Project", National Oceanography Centre, 2015.

[8] http://web.itu.edu.tr/~kaymak/images/windpower.html, "Wind Energy - Boundary Layer Profile".

ENERGY EFFICIENCY OPTIMIZATION ON CENTRIFUGAL PUMPS: A CONTENT ANALYSIS

[1]Onur YÜKSEL, [2] Burak KÖSEOĞLU

ABSTRACT

Centrifugal pumps are one of the most common pump types on the ships and shore facilities. Therefore, many optimization technics and studies are used for the increasing centrifugal pumps' energy efficiency. In this paper, studies with matching criteria are searched at Dokuz Eylül University library database with keywords: "optimization technique" and "centrifugal pump". The data analyzed with Nvivo which is a software to support qualitative and mixed methods for research. Consequently, fifty eight studies with matching criteria categorized with different approaches. The most common methods, focus points of the methods and acquisition of studies are determined.

Keywords: Centrifugal pump, Energy efficiency, Optimization technique

ÖZET

Santrifüj pompalar gerek gemilerde gerekse kara tesislerinde sıkça kullanılan bir pompadır. Bundan dolayı, bu pompaların verimini arttırmak için pek çok iyileştirme çalışması yapılmıştır. Bu çalışmada, Dokuz Eylül Üniversitesi veri tabanında 'optimizasyon tekniği' ve 'santrifüj pompa' anahtar kelimeleriyle arama yapıldı. Bulunan çalışmalar Nvivo adlı program vasıtasıyla analiz edildi ve karşılaştırıldı. Sonuç olarak kıstaslara uyan 58 çalışma çeşitli yaklaşımlara göre sınıflandırıldı. Bu çalışmanın sonucunda, en çok kullanılan teknikler, pompaya yapılan iyileştirme çalışmalarının nerelere yoğunlaştığı ve çalışmalarda ne tür sonuçlar elde edildiği belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Santrifüj pompa, Enerji verimliliği, Optimizasyon tekniği

1. Introduction

Energy is the key element of the industrial society. As the population increases, the energy demand of people rises. However, at the same time nonrenewable sources are diminishing day by day. Therefore, alternative energy, energy efficiency, planning and cost are getting crucial worldwide [1]. Moreover, for the systems which are already in the service, improving energy efficiency is the most profitable way to reduce costs in the short term. [2].

Pumping systems' costs is %8 of initial costs, however, their operating costs is %60 of the overall operating costs [3]. According to, an investigation conducted on the electric consuming machinery, %20 of consumed energy is used by pumps on the first rank with %20 [3-4]. Moreover, it has been determined that with improvements of design and operating conditions or choosing proper pumps, %30 of energy can be saved [5-10].

Centrifugal pumps are the widest pump type in the world [11]. In centrifugal pumps fluid is transferred via contact with a set of rotating blades. The efficiency of these pumps is affected by losses and hydraulic efficiency of the pumps can be increased with small changes on geometry or operational conditions. [12-13]. Designers and operators have been striving to provide more efficient, operable and large-scaled pumps for the energy saving. Therefore, many techniques ranging from traditional trial and error design to computer based programs and algorithms [14].

[1] Res.Asst., Dokuz Eylül University, Maritime Faculty, Izmir, onuryuksel.26@gmail.com
[2]Asst.Prof., Dokuz Eylül University, Maritime Faculty, Izmir, burak.koseoglu@deu.edu.tr

Despite the growing number of studies, there can be gaps on the literature. For that reason this study seeks to obtain data which will help to determine the gaps. Eventually, this study aims to analyze the studies on centrifugal pump system optimization concept in terms of exact variables and to find out used techniques, focus points on pumps and results. This study consists of four main parts. The first part explains energy efficiency concept and its usage on pumps. The second part illustrates the content analysis description, data obtaining processes and how the data analyzed. The third part gives findings according to analysis and finally the last part gives conclusion and discussion about the analysis.

2. Methodology

In this study, a content analysis approach is used to find out centrifugal pump optimization processes due to; it can unite both qualitative and quantitative results [15]. The content analysis includes subjective analysis of pressed, visual and other type of materials, in terms of exact categories by reviewing systematically [16].

In order to perform the concept analysis, "optimization technique" and "centrifugal pump" word groups are searched at "Dokuz Eylul University Online Library" database. The publishing languages are selected as Turkish and English. When these criterions are applied, there are 58 articles to analyze. Full texts of the articles can be reached at "Dokuz Eylul University Online Library".

The data analyzed with a program called Nvivo which is software that supports qualitative and mixed methods research. It's designed to help researchers to organize, analyze and find insights in unstructured or qualitative data like: interviews, open-ended survey responses, articles, social media and web content [17]. Nvivo is chosen as the analysis program because it has wide range of usage among to studies.

There are some limitations in this study. Firstly, article language limited to English and Turkish, articles published in other languages are not included Secondly, "Dokuz Eylül University Online Library" involves eighty databases on 08.11.2016. Therefore, there can be some studies which has matching criterions and they are not included in our databases. Thus, these studies are not a part of the analysis. Lastly, there are more than fifty eight articles at the first search. However, these articles are eliminated and only the articles which include centrifugal pumps and optimization techniques are analyzed.

Articles are analyzed with fourteen different criterions which are determined by literature reviews or content analysis on various subjects. The categorization consists "Distribution of articles according to the number of authors", "Distribution of studies according to the year of publication", "The most frequent journals and their impact factors", "Countries of the authors", "Countries of institutions**", "**Profile of authors", "The most frequent authors", "The most frequent key words", "Subjects of articles", "Method distribution", "Articles which studied literature review, method comparison and approval", "Articles which studied flow, cavitation and vibration of centrifugal pumps", "Articles which studied energy savings, efficiency, power increase"

3. Findings

All studies are examined and some findings obtained. Figure 1 shows that article distribution according to publishing year. It is seen that in 2015 there are fourteen publications and this value is remarkably higher compared to other years. Also, before 2008, there are only seven articles were published. However, after 2008, the publication quantity markedly rises.

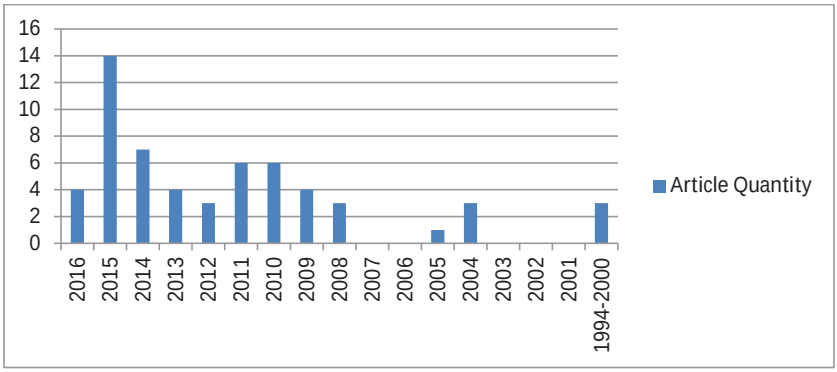


Figure 1. Distribution of studies according to the year of publication

Figure 2 illustrates the distribution of articles according to author number. Articles with two authors have majority with %28 (sixteen articles). Three authors with % 21 (twelve articles) and four authors with % 15 (nine articles) are following results. The author number rises up to seven authors in two studies. This result shows that multidisciplinary working is widespread and crucial.

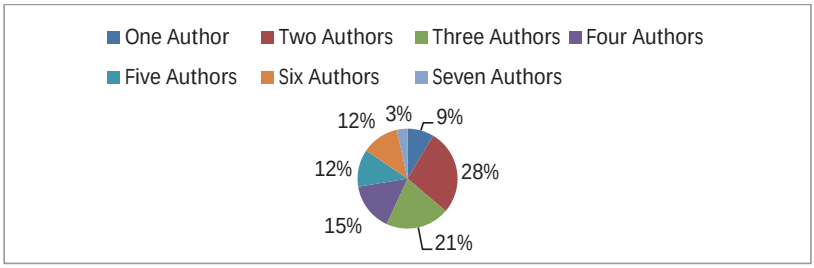


Figure 2.Distribution of articles according to the number of authors

Authors' profile is given in the Table 1. It is seen that there are total sixty five intuitions which are published articles and %78.41 of authors working at the universities. %12.31 of authors working at private sector and % 9.23 of them working at government owned research centers.

Table 1.Profile of authors according to their institutions

Profile of Authors	Quantity	Percentage
Private Sector	8	12.31%
Government Owned Research Centers	6	9.23%
University	51	78.46%
Total	65	100

In the Figure 3, the author distribution according to their countries is showed. The total amount of authors is one hundred and seventy one and %26.91 of authors (forty six) is from China. South Korea (%8.7), Italy (%8.19), India (%7.02) and Iran (%7.02) are the following countries after China. The main reason of these results, Chinese authors work with crowded groups. Their articles generally were written by five or more authors. In the following figure 4 it is can be seen that Chinese organizations are the top publishers. However the gap between following countries' organizations is not that high.

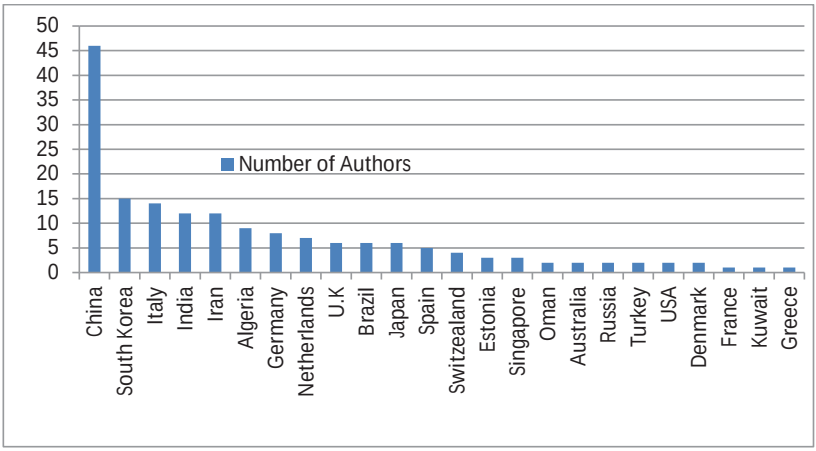


Figure3. Countries of the authors

The most frequent authors, quantity of their articles and their organizations are given at table 2.

Table 2. The most frequent authors

Authors	Quantity	Institution
Sung Kim	3	Korea Institute of Industrial Technology
Young-Seok Choi,	3	Korea Institute of Industrial Technology
Shahram Derakhshan	3	Iran University of Science & Technology

Except of the authors, organizations also grouped and analyzed. The distribution of institutions according to countries is illustrated at Figure 4. There are overall sixty five institutions and China is at the top with ten organizations which published articles. However it can be seen that the gap between following country India is not that high. The author number gap on the other hand is markedly high. This shows us conclusion of crowded groups of Chinese authors which is mentioned before.

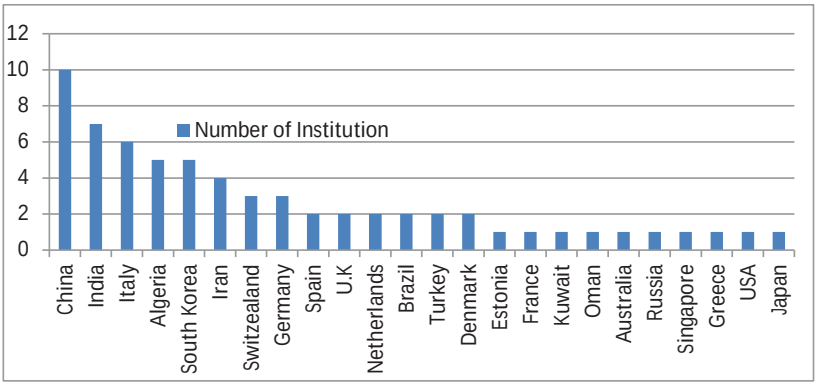


Figure4. Distribution of institutions according to countries

In the table 3 the most frequent four organizations list and their article quantity are given. The list consists of publishers of three or more articles. Both University of Tehran and Korean Institute of Industrial Technology wrote four studies which are the most frequent organizations.

Table 3. The most frequent institutions

Institution	Article Quantity
University of Tehran	4
Korean Institute of Industrial Technology	4
Han Yang University	3
Jiangsu University	3

Fifty eight studies published in thirty seven different journals according to the analysis. The most frequent journals and their five-year impact factors are given in table 4.

Table 4. The most frequent journals

Journal	Quantity	5-year Impact Factor
Journal of Mechanical Science and Technology	6	0.510
Computers & Fluids	4	2.071
Experimental Thermal and Fluid Science	3	2.430
Solar Energy	3	4.414

When the analysis focuses on key words of studies, the most frequent key words are centrifugal pumps and optimization. The results are shown in figure 5.

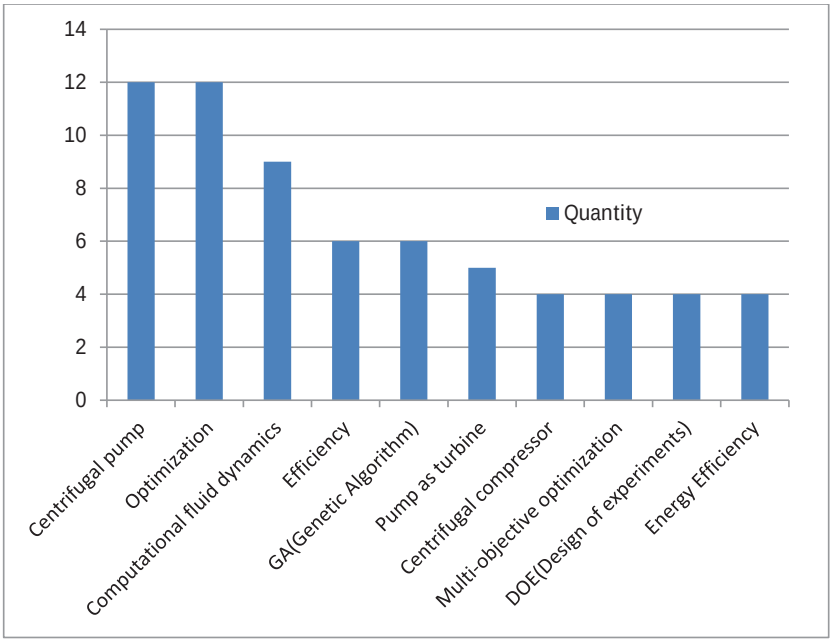


Figure 5. The most frequent key words

In the table 5, distribution of articles according to their subjects is illustrated. It can be seen that main focus point of the studies is impeller designing. Thirty six studies focus on the impeller improvements. Load optimization on parallel pumps is the second popular subject with seven studies. Electric motor, volute, performance/failure prediction and analysis subjects are following it with six subjects so they are also popular focus points on centrifugal pumps.

Table 5.Subject Distribution of Articles

Subject of Articles	Quantity	Percentage
Impeller	36	52.17%
Parallel Pump Load Optimization	7	10.14%
Electric Motor	6	8.70%
Volute	6	8.70%
Performance/Failure Prediction- Analysis	6	8.70%
Diffuser	2	2.90%
Flow Adjustment	2	2.90%
DC Controller	2	2.90%
Viscosity of Fluids	1	1.45%
Bearing	1	1.45%

Methods used in articles were examined and results are indicated Table 6. There are twenty seven techniques applied in publications. Some of them is used together and some studies applied one technique. Computational fluid dynamics (CFD) is the most method which is applied in thirty studies. That is why, it is added in table with algorithms and mathematical methods. After that genetic algorithm, artificial neural networks and experimental methods are following items.

Table 6. Method Distribution of Articles

Method	Quantity	Percentage
CFD(Computational Fluid Dynamics)	30	31.58%
GA(Genetic Algorithm)	8	8.42%
ANN(Artificial Neural Networks)	7	7.37%
Experimental	7	7.37%
Literature Review/Comparison of Technics	5	5.26%
DOE(Design of experiments)	4	4.21%
Evolutionary Algorithm	4	4.21%
RSM(Response Surface Method)	4	4.21%
Fuzzy Logic	3	3.16%
Kriging Model	3	3.16%
Latin Hypercube Sampling (LHS)	2	2.11%
MINLP(Mixed Integer Nonlinear Programming)	2	2.11%
Iterative Method	2	2.11%
Incomplete Sensitivities	1	1.05%
ANOVA (Analysis of Variance) Approach	1	1.05%
Artificial Bee Colony (ABC) Algorithm	1	1.05%
Dynamic Programming Algorithm	1	1.05%
Globalized and Bounded Nelder-Mead (GBNM)	1	1.05%
Incremental Conductance Algorithm	1	1.05%
Lagrangian Multipliers Method	1	1.05%
Levenberg–Marquardt algorithm (LMA).	1	1.05%
Monte Carlo Simulation	1	1.05%
Optimal Control Theory	1	1.05%
RTO (Real time optimization)	1	1.05%
Swarm Optimization Algorithm	1	1.05%
Taguchi Method	1	1.05%
TRNSYS(Transient System Simulation Tool)	1	1.05%

Studies' results are analyzed and categorized according to their acquisitions. Fifty eight studies' gains are divided into three main headings and sorted. These headings are "Articles which focus literature review, method comparison and approval", "Articles which focus flow, cavitation and vibration of centrifugal pumps", "and Articles which focus efficiency increase, energy and power savings". The list of articles which focus literature review, method comparison and approval is showed in Table 7.

Table 7.Articles which focus literature review, method comparison and approval

Author(s)	Method	Subject(s)	Results
Sakthivel, N. et all [18]	Fuzzy Logic Comparison of Technics	Performance/ Failure Prediction -Analysis	Decision tree-fuzzy 99.33 Rough set-fuzzy 97.50 PCA based decision tree-fuzzy 96.67 overall accuracy percentage
Yin, J., and Dezhong W. [19]	A review of 3D design and optimization Literature Review/Comparison of Technics	Impeller	It is a perfect integration to combine the 3D inverse design with modern optimization methodologies in that both the design method and optimization technique are based on the concept of "know-how", so that designers can have a command of the flow physics and its physical relations with the design variables. Thus, the future design system should integrate 3D inverse design, 3D CAD, CFD and optimization algorithm together.
Singh, Vijaypratap R. et al [20]	A Review of CFD and DOE works	Impeller	So by using CFD and DOE prediction model it is easy to predict the performance of different pump and speed up the production.
Azadeh, A. et al [21]	Literature Review/Comparison of (ANNs) compared to 8 methods	Performance/ Failure Prediction	ANN shows one of the most correct prediction rate (%96)
Miao, F., et al [22]	Modified particle swarm optimization (MPSO) algorithm. Group method of data handling CFD	Impeller	MPSO- Efficiency 83.6, NPSHr 7.28, Error %2.11 CFD- Efficiency 85.4, NPSHr 7.41, Error %1.75 By re-evaluation process, the MPSO optimization result and CFD simulation results agreed well with each other. This means swarm intelligence based on the modified PSO algorithm is feasible and can be applied for the optimization.
Arab, A et al [23]	Experimental	Electric Motor	Therefore, the northern locations require a PV array size higher than those of the south, but the LLP is less sensitive to sizing errors
Mazouz, N., and A. Midoun. [24]	Fuzzy Logic Controller	DC Controller	The obtained experimental results confirm the simulation result which is very satisfactory and show the utility of the fuzzy controller for the optimization of the system

In Table 8, the list of articles which focus flow, cavitation and vibration of centrifugal pumps is given.

Table 8.Articles which focus flow, cavitation and vibration of centrifugal pumps is given.

Author(s)	Method	Subject(s)	Results
Chan, W. K et all [25]	CFD	Impeller	The highest scalar shear stress in both designs is 240 Pa and 120 Pa respectively.
An, Z., et al. [26]	GA, ANN,CFD	Impeller	Cavitation ability (a 0.64 m decrease of SHD) has been improved.
Lu, F. A., et al. [27]	CFD	Volute	%11.6 DB decrease
Espadafor, F. J., et al [28]	Experimental Non-excited torsional lumped model,	Performance/ Fa lure Prediction -Analysis	Results show a very high level of torsional vibrations induced by severe pulsations of engine torque. These vibrations were mainly responsible for damage to impellers

Espadafor, F. J., et al [29]	Experimental Non-excited torsional lumped model,	Performance/ Failure Prediction -Analysis	Coupling M4 reduces velocity and pressure oscillations more than the others. The configuration finally adopted involved the use of coupling M4. This new configuration was installed in the irrigation fleet and further damage was not observed
Visser, F. C., R. J. H. Dijkers, and J. G. H. Op de Woerd [30]	CFD	Impeller	New impeller has its best cavitation point near the rated flow, and is predicted to be free from cavitation for flow rates ranging from 85 till 110 percent of the rated flow
Kruyt, N. P., and R. W. Westra [31]	The iterative numerical method	Impeller	These values are:vχmax = 1.46, κ = 0.22 and ζ = 0.038. In comparison to the original design the inverse designs have much better cavitation behavior (low cavitation coefficient κ) and lower (maximum)
Grishin, Yu A., and V. N. Bakulin [32]	CFD	Impeller and volute	The degree of pressure increase πk on the compressed air flow rate G at the impeller rotational speed n = 67,000, 55,000, and 45,000 rpm.
Yuhki, A., et al [33]	Experimental	Flow adjustment, Electric Motor, Experimental	The bypass flow ranged from 1.5 to 2.0 L/min which was around 60% of the total flow.
Li, W.G.[34]	CFD	Impeller, Usage of different fluids	%3 Head drop at estimated NPSHr

In Table 9, the list of articles which focus efficiency increase, energy and power savings is showed. The articles are sorted according to efficiency increasing rate.

Table 9.Articles which focus efficiency increase, energy and power savings

Author(s)	Method	Subject(s)	Results
Zhang, Ji. Et al [35]	ANN,CFD	Impeller, Volute	%13.9 increase at maximum efficiency
Telek M. S. and Engin T [36]	CFD	Impeller	%13 higher hyd. Efficiency
Yang, Z. and Børsting H. [37]	MINLP , Lagrangian Multipliers method	Load Optimization	%11.05 higher energy eff
Wu, P., et al. [38]	GA	Load Optimization	up to %9.2 energy efficiency increase
Wang, W., et al. [39]	LHS GA)	Impeller	The optimization increases the efficiency of the pump by 8.34%.
Ait moussa A. and Yunhao L.[40]	GBNM algorithm CFD	Impeller	Hydraulic Efficiency increase up to %7.51
Baloni, Beena D et al.[41]	Taguchi method and ANOVA approach CFD-	Volute	%7.4 Higher Efficiency %7.2 High Head Coefficient %8.46 High Flow Coefficient
Si, Q., et al. [42]	CFD	Impeller, Flow Adjustment	%7 higher efficiency
Sun-Sheng, Y., et al. [43]	CFD	Impeller	%6.6 efficiency increase
Schiffmann, J., Favrat, D. [44]	Evolutionary Algorithm	Impeller	%6 increase of efficiency

Cellek, M. S. and Engin, T. [45]	CFD	Impeller	efficiency of Pî = 25° impeller has been increased about 6% can be increased totally about 9% at the nominal flow rate
Benlarbi, K. et al. [46]	Fuzzy Logic	PV system controller	up to %4.9 efficiency increase
Heo, M., et al. [47]	CFD	Impeller	4.4% increase for the total efficiency
Koor, M. et al. [48]	(LMA).	Parallel Pump Load Optimization	Efficiency increased to % 82.2 from %78(%4.2)
Singh, P. and Nestmann, F. [49]	Experimental	Performance/ Failure Prediction -Analysis	up to %4.07 efficiency increase
Rajendran, S. and Purushothaman, Dr K [50]	CFD	Impeller	%3.95 efficiency increase
Derakhshan, S., et al. [51]	ANNs, ABC,CFD	Volute, impeller, front case, back case	efficiency improvement of 3.59%
Anagnostopoulos, J. S [52]	CFD	Impeller	%3 higher efficiency
Amirante, R., et al. [53]	Experimental, CFD	Diffuser	%2.8 efficiency increase
Miao, S., et al.[54]	LHS, CFD,ANN and GA.	Impeller	%2.91 Higher Efficiency
Kim, S., et al. [55]	CFD, DOE, RSM	Impeller and Diffuser	%2.67 Higher Efficiency
Bellary, S. et al. [56]	CFD RSM	Impeller	a maximum increase of 9.52 m of head and 2.37% of hydraulic efficiency
Guo, Z. et al. [57]	Evolution algorithm ,CFD	Impeller	%2.21 efficiency increase
Derakhshan, S. et al. [58]	Incomplete Sensitivities Algorithms GA Literature Review/Comparison of Technics	Impeller	1st - torque 4.25% head by 1.97% hydraulic efficiency improvement of 2.2% 2nd- the torque 2.27%, head by 1.08% hydraulic efficiency improvement of 1.17%
Singh, P. and Nestmann, F. [59]	Experimental	Impeller	2% efficiency increase
Derakhshan, S. and Nourbakhsh, A [60]	CFD, Experimental	Impeller	%1.3 higher efficiency,
Benini, E. and Cenzon, M. [61]	Evolutionary algorithm	Performance/ Failure Prediction	%1.26 efficiency increase
Zhang, Yu. et al. [62]	CFD, Kriging model- Experiment. GA, Evolutionary Algorithm	Impeller	%1.08 efficiency increase 0.18m NPSHr decrease
An, Z., et al. [26]	GA, ANN, CFD	Impeller	Hydraulic efficiency a 0.4% rise.
Checcucci, M., et al. [63]	ANN. CFD	Impeller	5 blades %0.3 efficiency increase 3 blades % 0.6 increase

Kim, S., et al.[64]	CFD, RSM,DOE	Impeller	the head increased 10.46%, and the efficiency improved 0.26%
Olszewski, P.[65]	GA	Parallel Pump Load Optimization	%0.17 efficiency increase
Cortinovis, A., et al.[66]	MINLP	Parallel Pump Load Optimization	Potential fuel saving of 7.12%
Betka, A. and Attali, A. [67]	Optimal Control Theory , Experimental,	Electric Motor	%6.88 power gain
Ghoneim, A. [68]	TRNSYS	Electric Motor	an annual increase in fuel saving of 5%
Xenos, Dionysios P., et al. [69]	RTO	Parallel Pump Load Optimization	%2 less power consumption
Da Costa Bortoni E. et al. [70]	Dynamic programming	Parallel Pump Load Optimization	%1.3 Power gain
Albusaidi, W. and Pilidis, P. [71]	A new iterative method	Performance/ Failure Prediction -Analysis	The conducted comparison shows an acceptable level of accuracy in the obtained results with a maximum uncertainty near the surge point at the overload speed by about 2.21%.
Amaral, F., et al.[72]	DOE, CFD	İmpeller, spiral groove bearing	When optimizing for pump performance, a 15% smaller gap yielded a slightly better rate of fluid exchange compared with the baseline, followed by a 22%
Corrêa, T. P et al. [73]	Incremental Conductance algorithm	Electric Motor	Power savings up to 8% of power input were obtained in the experimental tests.
Kim J.H. et al. [74]	CFD, RSM	Impeller, Volute	Head increased 4.1m and efficiency %1.2
Derakhshan, S. and Nourbakhsh, A. [75]	CFD, Experimental	Impeller	%1.3 higher efficiency,

4. Conclusion and Discussion

There are fifty eight studies with matching criterions in Dokuz Eylul University online library data base when “optimization technique” and “centrifugal pump” world groups are searched. These studies analyzed with fourteen different categorizations given in the “Findings” section of the paper. According to these tables and figures, some conclusions are obtained. In this section, these results will be explained.

The first remarkable conclusion is about article distribution according to years. % 87.91 of studies is published after 2008. After the year of 2008, the energy efficiency concept has been becoming more and more popular. Besides, California Energy Commission started to publish the energy efficiency standards at 2008. This can be raised awareness about energy efficiency.

The second attention- grabbing result is publishers’ countries. The top five countries are China, Italy, South Korea, India and Iran. The Asian countries are studying optimization of centrifugal pumps more sizably. Besides, Asian intuitions studied more frequently so this result complies with first one. The only European country is Italy in the top five countries.

The third important conclusion is that computational fluid dynamics (CFD) is the most common method among the studies. In thirty articles, CFD is used as the technique. The half of the thirty studies used the technique alone and the other half of hem used it with

another optimization techniques. Analyzing the real pumps with experimental methods can be complex and time consuming. Therefore, usage of CFD is beneficial because of helpfulness and time saving. Analysis supports this proposition. Besides, up to %13 energy efficiency increasing are obtained usage of CFD and an optimization technique together. There are some studies did not use the CFD, used only an optimization method instead. The result of %11 increasing of saving shows that this application also is an effective technique.

Seven articles consist of alternative energy systems' optimization which is % 12.09 of all studies. They generally focused on the optimization of electric motors and performance prediction of centrifugal pumps of photovoltaic (PV) water systems. The number of studies would be increase by the alternative energy systems become more widespread. This is the fourth attention-grabbing conclusion of the analysis.

Studies largely concentrated of improvements on the impeller. %52.17 of the articles examined the impeller and they obtained very remarkable energy efficiency results shown in previous section. Authors generally studied on impellers enhanced the blade profile, angle and number of the impeller. Majority of the studies searched the impeller alone however; some of them examined it with other parts of the centrifugal pumps. There are also crucial gains with load optimization of parallel centrifugal pumps and design improvements on the volute. Articles which are about PV water systems mainly focused electric motor, DC controller and performance prediction. These are the fifth remarkable point of conclusions of this study.

The final striking conclusions are about gains of the articles illustrated at the previous section. %70.68 of the studies obtained efficiency and energy increase or power saving. Moreover, %17.26 of studies interests vibration, cavitation and stress on the pumps. These studies would guide designers and manufacturers for improvement of centrifugal pumps. %12.06 of studies performed review of optimization techniques on centrifugal pumps, method comparison and verification. These studies help to learn optimization methods on the centrifugal pumps and show the results in systematically.

Consequently, this study performed a content analysis on energy efficiency of centrifugal pumps subjects. Findings are showed and discussed. In further studies, application of an optimization technique on a centrifugal pump on board will be performed and this study will be a guide to us. Besides, searching in all languages and scanning other data bases will be helpful for researchers.

References

[1] Goswami, D. Y, Kreith, F.(ed.). "Handbook of energy efficiency and renewable energy". Crc Press, 2007.

[2] Wulfinghoff, D. R. "Energy efficiency manual". Vol. 3936. Maryland: Energy institute press, 1999.

[3] Yumurtacı, Z., and Sarıgul A. "Santrifüj Pompalarda Enerji Verimliliği ve Uygulamaları." Makina Mühendisleri Odası Tesisat Mühendisliği Dergisi (2011): 49-58.

[4] Ertöz, Ö. "Energy efficiency in pumps". In: 6th national installations engineering and congress, Istanbul; 2003

[5] Kaya, D., et al. "Energy efficiency in pumps." Energy Conversion and Management 49.6 (2008): 1662-1673.

[6] The pump terms guide. Published by POMSAD, Turkey, no. 2; 1997

[7] ISO 3555. Fundamentals of acceptance experiments for radial, mixed flow and axial pumps, class B. Published by POMSAD, Turkey, no. 3; 1998

[8] ISO 2548. Fundamentals of acceptance experiments for radial, mixed flow and axial pumps, class C. Published by POMSAD. Turkey, no. 4; 1998

[9] ISO 9905. Technical properties of radial (centrifugal) pump, class I. Published by POMSAD. Turkey, no. 7; 2000

[10] ISO 9908 Technical Properties of Radial (Centrifugal) Pump, Class III, Published by POMSAD Turkey No: 8; 2000.

[11] Jacobsen C.B." The Centrifugal Pump, Published" by Grundfos Company,2009

[12] E.T. Pak, J.C. Lee,"Performance and pressure distribution changes in a centrifugalpump under two-phase flow". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. PartA, Journal of Power and Energy, Vol.212(3), pp.165-171 (1998).

[13] R.B.Medvitz, R.F. Kunz, D.A. Boger, J.W. Lindau, A.M. Yocum, " Performance Analysis of Cavitating Flow in Centrifugal Pumps Using Multiphase CFD", Journal of Fluids Engineering Vol.124(2), p.377(7) (2002).

[14] Ait Moussa, A., Yunhao L. Improving the Hydraulic Efficiency of Centrifugal Pumps through Computational Fluid Dynamics Based Design Optimization, I nt. Journal of Engineering Research and Applications, Vol. 4, Issue 8(Version 1), August 2014, pp.158-165

[15] Yore, Larry D., and Stephen L. "Metasyntheses of qualitative research studies in mathematics and science education." International Journal of Science and Mathematics Education 6.2 (2008): 217-223.

[16] Saban, A. "Çoklu zekâ kuramı ile ilgili Türkçe çalışmaların içerik analizi." Education 17.4 (2009): 299-315.

[17] http://www.qsrinternational.com/ Access: 08.11.2016

[18] Sakthivel, N. R., V. Sugumaran, and Binoy B. Nair. Comparison of decision tree-fuzzy and rough set-fuzzy methods for fault categorization of mono-block centrifugal pump. Mechanical systems and signal processing 24.6, 2010: 1887-1906.

[19] Yin, J., and Dezhong W. Review on applications of 3D inverse design method for pump. Chinese Journal of Mechanical Engineering 27.3,2014: 520-527.

[20] Singh, Vijaypratap R., M. J. Zinzuvadia, and Saurin M. Sheth. Parametric Study and Design Optimization of Centrifugal Pump Impeller-A Review. Int. Journal of Engineering Research and Applications,2014: 2248-9622.

[21] Azadeh, A. et al. A flexible algorithm for fault diagnosis in a centrifugal pump with corrupted data and noise based on ANN and support vector machine with hyper-parameters optimization. Applied Soft Computing 13.3, 2013: 1478-1485.

[22] Miao, F., et al. Swarm intelligence based on modified PSO algorithm for the optimization of axial-flow pump impeller. Journal of Mechanical Science and Technology 29.11, 2015: 4867-4876.

[23] Arab, A. Hadj, F. Chenlo, and M. Benghanem. "Loss-of-load probability of photovoltaic water pumping systems." Solar Energy 76.6, 2004: 713-723.

[24] Mazouz, N., and A. Midoun. "Control of a DC/DC converter by fuzzy controller for a solar pumping system." International Journal of Electrical Power & Energy Systems 33.10, 2011: 1623-1630.

[25] Chan, W. K., Y. W. Wong, and Y. Ding. Numerical investigations of a centrifugal blood pump. Journal of Mechanics in Medicine and Biology 4.03, 2004: 237-255.

[26] An, Z., et al. Multi-objective optimization of a low specific speed centrifugal pump using an evolutionary algorithm. Engineering Optimization 48.7, 2016: 1251-1274.

[27] Lu, F. A., et al. A numerical optimization on the vibroacoustics of a centrifugal fan volute. Journal of Sound and Vibration 331.10, 2012: 2365-2385.

[28] Espadafor, F. J., et al. Experimental and dynamic system simulation and optimization of a centrifugal pump-coupling-engine system. Part 1: Failure identification. Engineering Failure Analysis 18.1, 2011: 1-11.

[29] Espadafor, F. J., et al. Experimental and dynamic system simulation and optimization of a centrifugal pump-coupling-engine system. Part 2: System design. Engineering Failure Analysis 17.7, 2010: 1551-1559.

[30] Visser, F. C., R. J. H. Dijkers, and J. G. H. Op de Woerd. Numerical flow-field analysis and design optimization of a high-energy first-stage centrifugal pump impeller. Computing and visualization in science 3.1-2, 2000: 103-108.

[31] Kruyt, N. P., and R. W. Westra. On the inverse problem of blade design for centrifugal pumps and fans. Inverse problems 30.6, 2014: 065003.

[32] Grishin, Yu A., and V. N. Bakulin. Numerical Investigation of Flow in a Centrifugal Compressor. Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 2015: 1274-1279.

[33] Yuhki, A., et al. "Detection of suction and regurgitation of the implantable centrifugal pump based on the motor current waveform analysis and its application to optimization of pump flow." Artificial Organs, 1999: 532-537.

[34] Li, W.G., Modeling Viscous Oil Cavitating Flow in a Centrifugal Pump. Journal of Fluids Engineering, 2016, 138.1: 011303.

[35] Zhang, Ji., et al. "Experimental studies on the optimization design of a low specific speed centrifugal pump". In: ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference. American Society of Mechanical Engineers. p. 561-569., 2011

[36] Telek M. S. and Engin T. The optimization and analysis of a centrifugal slurry pump impeller with 2 blades, 2013, SAÜ. Fen Bil. Der. 17. Cilt, 2. Sayı, s. 231-239

[37] Yang, Z. and Børsting, H. Energy efficient control of a boosting system with multiple variable-speed pumps in parallel. In: 49th IEEE Conference on Decision and Control (CDC). IEEE, 2010. p. 2198-2203.

[38] Wu, P., et al. Optimization research of parallel pump system for improving energy efficiency. Journal of Water Resources Planning and Management, 2014, 141.8: 04014094.

[39] Wang, W., et al. Application of different surrogate models on the optimization of centrifugal pump. Journal of Mechanical Science and Technology 30.2, 2016: 567-574.

[40] Ait moussa A. and Yunhao L., Improving the Hydraulic Efficiency of Centrifugal Pumps through Computational Fluid Dynamics Based Design optimization, Int. Journal of Engineering Research and Applications, 2014, Vol. 4, Issue 8(Version 1), pp.158-165

[41] Baloni, Beena D., Pathak, Y., Channiwala, S. A. Centrifugal blower volute optimization based on Taguchi method. Computers & Fluids, 2015, 112: 72-78.

[42] Si, Q., et al. Multiobjective Optimization of Low-Specific-Speed Multistage Pumps by Using Matrix Analysis and CFD Method. Journal of Applied Mathematics, 2013.

[43] Sun-Sheng, Y., et al. Numerical research on effects of splitter blades to the influence of pump as turbine. International Journal of Rotating Machinery, 2012.

[44] Schiffmann, J., Favrat, D. Design, experimental investigation and multi-objective optimization of a small-scale radial compressor for heat pump applications. Energy, 2010, 35.1: 436-450.

[45] Cellek, M. S. and Engin, T., 3-D numerical investigation and optimization of centrifugal slurry pump using computational fluid dynamics. Isi Bilimi ve Teknigi Dergisi/Journal of Thermal Science & Technology, 2016, 36.1.

[46] Benlarbi, K.; Mokrani, L.; Nait-Said, M. S. A fuzzy global efficiency optimization of a photovoltaic water pumping system. Solar Energy, 2004, 77.2: 203-216.

[47] Heo, M., et al. High-efficiency design optimization of a centrifugal pump. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30.9: 3917-3927.

[48] Koor, M, Vassiljev, A. and Koppel, T. Optimization of pump efficiencies with different pumps characteristics working in parallel mode. Advances in Engineering Software, 2015.

[49] Singh, P. and Nestmann, F. An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34.2: 152-164.

[50] Rajendran, S. and Purushothaman, Dr K. Analysis of a centrifugal pump impeller using ANSYS-CFX. International Journal of Engineering Research and Technology, 2012, 1.3.

[51] Derakhshan, S., et al. Numerical shape optimization of a centrifugal pump impeller using artificial bee colony algorithm. Computers & Fluids, 2013, 81: 145-151.

[52] Anagnostopoulos, J. S. A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers. Computers & Fluids, 2009, 38.2: 284-289.

[53] Amirante, R., et al. An Explicit, Non-Iterative, Single Equation Formulation for an Accurate One Dimensional Estimation of Vaneless Radial Diffusers in Turbomachines. Journal of Mechanics, 2015, 31.02: 113-122.

[54] Miao, S., et al. Blade profile optimization of pump as turbine. Advances in Mechanical Engineering, 2015, 7.9

[55] Kim, S., et al. High performance hydraulic design techniques of mixed-flow pump impeller and diffuser. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29.1: 227-240

[56] Bellary, S., Husain, A. and Samad, A.. Effectiveness of meta-models for multi-objective optimization of centrifugal impeller. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28.12: 4947-4957.

[57] Guo, Z. et al. Multi-Objective Aerodynamic Optimization Design and Data Mining of a High Pressure Ratio Centrifugal Impeller. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137.9: 092602.

[58] Derakhshan, S., Mohammadi B. and Nourbakhsh, A. The comparison of incomplete sensitivities and Genetic algorithms applications in 3D radial turbomachinery blade optimization. Computers & Fluids, 2010, 39.10: 2022-2029.

[59] Singh, P. and Nestmann, F. Internal hydraulic analysis of impeller rounding in centrifugal pumps as turbines. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35.1: 121-134.

[60] Derakhshan, S. and Nourbakhsh, A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32.8: 1620-1627.

[61] Benini, E. and Cenzon, M. Calibration of a meanline centrifugal pump model using evolutionary algorithms. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2009, 223.7: 835-847.

[62] Zhang, Y. et al. Multi-objective optimization of double suction centrifugal pump using Kriging metamodels. Advances in Engineering Software, 2014, 74: 16-26.

[63] Checcucci, M., et al. Assessment of a neural-network-based optimization tool: a low specific-speed impeller application. International Journal of Rotating Machinery, 2011.

[64] Kim, S., et al. Design optimization of centrifugal pump impellers in a fixed meridional geometry using DOE. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2009, 2.2: 172-178.

[65] Olszewski, P. Genetic optimization and experimental verification of complex parallel pumping station with centrifugal pumps. Applied Energy, 2016, 178: 527-539.

[66] Cortinovis, A., et al. Online performance tracking and load sharing optimization for parallel operation of gas compressors. Computers & Chemical Engineering, 2016, 88: 145-156.

[67] Betka, A. and Attali, A. Optimization of a photovoltaic pumping system based on the optimal control theory. Solar Energy, 2010, 84.7: 1273-1283.

[68] Ghoneim, A. A. Design optimization of photovoltaic powered water pumping systems. Energy conversion and management, 2006, 47.11: 1449-1463.

[69] Xenos, Dionysios P., et al. Optimization of a network of compressors in parallel: Real Time Optimization (RTO) of compressors in chemical plants–An industrial case study. Applied Energy, 2015, 144: 51-63.

[70] Da Costa Bortoni E., De Almeida, R. A., Viana, A. C. Optimization of parallel variable-speed-driven centrifugal pumps operation. Energy Efficiency, 2008, 1.3: 167-173.

[71] Albusaidi, W. and Pilidis, P. An iterative method to derive the equivalent centrifugal compressor performance at various operating conditions: Part I: modelling of suction parameters impact. Energies, 2015, 8.8: 8497-8515.

[72] Amaral, F., et al. The spiral groove bearing as a mechanism for enhancing the secondary flow in a centrifugal rotary blood pump. Artificial organs, 2013, 37.10: 866-874.

[73] Corrêa, T. P., Seleme I. and Silva, S. R. Efficiency optimization in stand-alone photovoltaic pumping system. Renewable Energy, 2012, 41: 220-226.

[74] Kim, J.H., et al. Design techniques to improve the performance of a centrifugal pump using CFD. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29.1: 215-225.

[75] Derakhshan, S. and Nourbakhsh, A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32.8: 1620-1627.

BALAST SUYU ARITMA SİSTEMLERİNİN MEVCUT DURUMU

Abdi Kükner[1], A. Mertcan Yasa[2]

ÖZET

Bu çalışmayla birlikte son dönemlerde adından sıkça söz ettiren Gemi Balast Suları ve Sediment Kontrolü ve Yönetimi Uluslararası Sözleşmesi'ne odaklanılmıştır. İlk olarak gemilerde taşınan balast suları ve kullanımı, bu suların taşınması ve taşınan balast sularının ekosisteme etkilerinden bahsedilmiştir. Bunu takiben de International Maritime Organization'ın (IMO) konuyla ilgili çalışmalarına değinilmiştir. IMO'nun çalışmalarının sonucunda da 8 Eylül 2016 tarihinde gerekli şartları sağlayarak kabul edilen Balast Suyu Konvansiyonu (Ballast Water Convention) detaylarından bahsedilerek, bu kapsamda balast suyu arıtma sistemlerine odaklanılmıştır. Mevcut balast suyu arıtma sistemleri incelenmiş ve gerçek bir gemi üzerinde değerlendirmesi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Balast suyu, konvansiyonu, sediment, kontrol, arıtma sistemi, ballast water management, ballast water convention.

1. Giriş

1. 1 Balast suyunun tarihçesi, ilgili kurallar ve IMO uygulamaları

Balast sularının günümüzdeki mevcut durumuna ve oluşturduğu sorunlara bakmadan önce, geçmişe dönerek balat suyunun gemilerde kullanılmasını ve günümüze kadar ulaşan faydası ve tabii ki zararlarından bahsetmek gereklidir.

Yaklaşık 120 yıl önce denizcilik sektörüne giriş yapan çelik tekneli gemilerin kullanılmasıyla birlikte, balast suları artık gemilerin stabilitesini iyileştirmek için kullanılmaya başlanmış oldu [1]. Günümüze geldikçe balast suyunun gemiler için önemi artmakla birlikte artık modern gemilerde, gelişen teknolojiye de bağlı olarak, balast suları geminin güvenli operasyon limitlerini sağlamakta, gemi stabilitesini arttırmakta, gemi üzerindeki stresi azaltmakta, pervane verimliliğini arttırmakta ve tüm bunların yanında seyir sırasında oluşan yük değişimlerini (yakıt kullanımı, içme suyu kullanımı vb.) dengeleyerek denizde can ve mal güvenliğinin sağlanmasına direkt olarak etki etmektedir.

1 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü, Tel: 0212 285 64 64, e-posta: kukner@itu.edu.tr

2 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü, Tel: 0506 271 40 69, e-posta: mertcanyasa@gmail.com

Balast sularının tüm bu olumlu etkisinin yanında meydana getirdiği olumsuz etkinin ve bu etkinin sonucunda geldiğimiz güncel nokta bizim temelimizi oluşturacaktır. Günümüz gemiciliğinde balast suyu kullanılması vazgeçilemez olsa da, çok büyük miktarlarda kullanılan balast sularının taşıdığı deniz canlılarının sebep olabileceği ekolojik, ekonomik ve sağlık problemleri göz ardı edilemez bir boyuttadır [1]. Taşınan bu balast suları, bakteriler, virüsler, farklı mikro organizmalar, larvalar, gerek yetişkin gerekse de yavru deniz canlıları ve deniz bitkileri içermektedir. Burada dikkat edilmesi gereken ilk önemli nokta taşınan balast suyu miktarının büyüklüğüdür. 2013 yılındaki verilere bakıldığında, deniz yolu ile taşınan 9.35 milyar ton kargo varken, dışarı boşaltılan balast suları da 3.1 milyar tona ulaşmaktadır [2]. Sadece matematiksel olarak düşünüldüğünde bile taşınan balast suyunun büyüklüğünü ve korkunçluğunu açık bir şekilde görebilmek mümkün oluyor. Gemi sayısı olarak durumu irdelediğimiz zaman ise yine benzer sonuçlar elde ediyoruz. NIPPON KAIJI KYOKAI'nin raporuna göre, 2015 yılında yaklaşık olarak 6,000 geminin balast suyu arıtma sistemi kurallarına tabi olacağını ve 2017 yılında ise bu sayısının 17,000'e ulaşacağı belirtiliyor [4].

IMO açısından baktığımızda ise, balast suyu ile ilgili olarak 1991 yılından itibaren çalışmaların başladığını görüyoruz. 1991 yılında Deniz Çevresinin Korunması Komitesi (MEPC) toplanarak ilk uluslararası kurallar olan MEPC.50(31)'i yayımladı. Daha sonra 1993 yılının kasım ayında yapılan IMO toplantısıda, 1991 yılında yayımlanan kuralları temel alacak şekilde yeni bir kurallar büyünü yayımlandı; A.774(18). Tarih Kasım 1997'yi gösterirken de sanırım en ünlü olan kurallar yürürlüğe girdi; A.868(20) (Guidelines for the control and management of ships' ballast water to minimize the transfer of harmful aquatic organisms and pathogens) [1].

IMO Üye Ülkeleri arasında uzun yıllar süren tartışmalardan sonra, 13 Şubat 2004 yılında IMO Ana Merkezi'nde toplanan konsensuste deniz çevresinin korunmasının öneminden bahsedildi ve bunun sonucunda ilk olarak 2004'ün Nisan ayında yeni bir kurallar ve prosedürler bütünü hazırlandı. Daha sonra Temmuz 2005 yılında da 14 başlıktan oluşan kurallar ve kılavuz yayımlandı. Son olarak da, Ekim 2008'de MEPC.173(58) [1] yayımlanarak kurallar günümüze kadar ulaştı.

1.2 Balast suyu taşınımı ve ekoloji üzerindeki etkileri

IMO'nun 13 Şubat 2004 yılında yaptığı konuşmadan da anlayabileceğimiz üzere deniz ekosisteminin ve canlı dengesinin korunması son zamanlarda fazlasıyla önem kazanmış durumda. Bu durumu anlatmak için gemilerin aldığı balast miktarlarına bakmak gerekmektedir. Örneğin, bir yolcu gemisini ele aldığımızda balast kapasitesi 3,000 m^3 civarında olurken, ULCC tipi bir tankerde bu miktar 95,000 m^3 gibi bir değere ulaşmaktadır. Denizcilik sektörüne bakıldığı zaman balast suları ile yapılan taşımanın ne kadar büyük olduğunu net bir şekilde görebiliyoruz.

Balast taşımının önemli ve bir o kadar da hassas noktası, uzun yıllardır bir ekosistemden farklı bir ekosisteme taşınan organizmalar olmaktadır. Uygun şartlar altında taşınan bu yeni organizmalar, istilacı bir özelliğe bürünebilmektedirler [2]. Bu şekilde tanımlanan istilacı

organizmalar dünya okyanuslarının en büyük sorunu haline gelmiştir. Red List veritabanından alınan bilgilere göre, okyanuslarda yaşıyan canlıların %54'ünün yok olmasının sebebi istilacı türlerdir [2]. Bir sonraki aşamaya baktığımız zaman da, taşınan bu organizmaların yarattığı tahribatın geri dönüşünün olmamasıdır.

İstilacı türlerin sonunda meydana gelen en büyük hasar ise ekosistemde yarattığı değişimler ve tahribatlardır. Sadece Avrupa Denizleri'nde 1000'den fazla bilinen yabancı organizma bulunmaktadır. Bu konuda yapılan detaylı çalışmalar bulunmakla birlikte, Avrupa'yı etkileyen 100 istilacı organizmayı anlatan projeler de bulunmaktadır [2]. İstilacı türlerin yarattığı etkileri kategorize ettiğimiz zaman; yerel canlı türleriyle münakaşa, yerel canlı türleriyle hibritleşme, kaynakların kullanımı, habitat değişimi gibi temel başlıklar sıralamak mümkündür [2]. İstilacı türlere bakacak olursak akıllara ilk gelen tür Chinese Mitten Crab (Eriocheir sinensis) en iyi örneklerden biri olacaktır. Bu tür Avrupa'da ilk olarak 1912 yılında Almanya'da görülmüş olup, birkaç onyıldan sonra ekosistem üzerindeki negatif etkileri görülmeye başlanmıştır. Bölgedeki balıkları tüketen, balık ağlarını parçalayan ve açtıkları oyuklarla nehir kıyısında erozyonu arttıran bu tür Asya'dan taşınarak Avrupa denizlerini istila etmiştir. Bu canlı sadece bir örnek olup, çevreye olduğu kadar insan hayatına da zarar veren birçok organizma (zehirli alg veya patojenik bakteri) da taşınarak farklı ekosistemlerde yaşamaya başlamıştır.

Balast sularının önem kazanması gemi sektörünün ve trafiğinin artmasıyla önem kazandı. Bu durumda yaklaşık olarak 1930'lu yıllarda başladı diyebiliriz. İstilacı türlerin etkilediği ilk bölgeler olan Kanada ve Avustralya bu sorunla karşılaşan ilk ülkeler oldu. Günümüze kadar çeşitli kurallar yayımlayan IMO ise, 2004 yılında konvansiyonla Balast Suları Arıtma Sistemleri'ni tanıtmış oldu.

Şubat 2004'te, IMO, Gemi Kaynaklı Balast Suyu ve Sedimanlarının Kontrol ve Yönetimi Uluslararası Kuralları (International Convention for the Control and Management of Ships' Ballast Water and Sediments) ya da diğer bilinen adıyla BWM Konvansiyonu (BWM Convention), gemilerin boşalttığı balast sularını kontrol altına alarak, istilacı türlerin etkilerini ve risklerini azaltmayı amaçlamıştır. Bu doğrultuda 15 başlıktan oluşan kural ve kılavuzlar yayımlanmış olup, yakın bir zamanda bu konvansiyonun zorunlu olması beklenmektedir. BWM konvansiyonu ile belirli bir standarta bağlanan balast sularının bu kuralın yürürlüğe girmesinin ardından artırmadan geçeceğini ve belirtilen standartlardaki şartları sağlayacağının önemini bir kez daha vurgulayalım. BWM 2004 Konvansiyonu ile ilgili olarak yayımlanan tüm kural, prosedür ve kılavuzların tam listesi IMO tarafından verilmiştir. BWM 2004 Konvansiyonu'yla birlikte balast sularının belirli boyutta ve sayıda organizma içereceği belirtilmiş ve kurallarla belirlenmiştir ve böylece Balast Suyu Arıtma Sistemleri gemicilik ve denizcilik sektöründeki yerini almaya hazırdır.

Bu kuralın yürürlüğe girmesi için IMO Üye Ülkeleri'nden en az 30 tanesinin kabul etmesinin yanında Dünya Ticari Gemi Filo'sunun da (gros ton olarak) %35'inin de bu anlaşmaya taraf olması gerekmektedir. Gemi Balast Suları ve Sediment Kontrolü ve Yönetimi Uluslararası Sözleşmesi yani Balast Suyu Konvansiyonu 8 Eylül 2016 tarihinde 52 ülke ve dünya ticari gemi filo tonajının 35.14%'ini kapsamasıyla resmi olarak kabul edildi. 8 Eylül 2017 tarihinde ise yürürlüğe girecek.

2. Balast Suyu Arıtma Sistemleri ve Güncel Durum

2.1 BWM konvansiyonu

Balast Suyu Arıtma Sistemlerine geçmeden önce yukarıda da bahsedilen BWM Konvansiyonuna detaylı bir şekilde değinmek gerekmektedir. BWM Konvasiyonuna ek olarak, IMO, balast suyu ve arıtma sistemleri için kurallar ve standartlar geliştirdi. Şubat 2004'te, IMO, Gemi Kaynaklı Balast Suyu ve Sedimanlarının Kontrol ve Yönetimi Uluslararası Kuralları (International Convention for the Control and Management of Ships' Ballast Water and Sediments) ya da diğer bilinen adıyla BWM Konvansiyonunu (BWM Convention) temel alındığı için listeye dahil edilmedi. 2004 yılından sonra geliştirilen kurallar ve standartlar bütününden bahsedilecektir.

1. IMO Resolution MEPC.174(58) – Guidelines for Approval of Ballast Water Management Systems (G8)
2. IMO Resolution MEPC.169(57) – Procedure for Approval of Ballast Water Managements Systems that Make Use of Active Substances (G9)
3. IMO Resolution MEPC.127(53) – Guidelines for Ballast Water Management and Development of Ballast Water Management Plans (G4)
4. IMO Resolution MEPC.150(55) – Guidelines on Design and Construction to Facilitate Sediment Control on Ships (G12)
5. IMO Resoultion MEPC.173(58) – Guidelines for Ballast Water Sampling (G2)

2.2 Balast suyu arıtma sistemlerine IMO tarafından bakış

Balast sularının arıtma sistemleri için geliştirilen tüm bu teknolojiler de yukarıda verilmiş, IMO tarafından belirlenmiş olan kuralları kapsayacak şekilde yapılmaya başlanmıştır. Aşağıdaki tabloda IMO standartlarının basit ve genel bir özeti verilmiştir.

Tablo 1. BWM 2004 Konvansiyonu Organizma Standartları [2]

Organizma Grubu	**Birim Hacim Başına Sayı**
≥ 50 µm	m^3 başına 10 birimden az
≥ 10 µm < 50 µm	mL başına 10 birimden az
Vibrio cholerae (O1 ve O139)	her 100 mL'de 1 cfu'dan az veya 1 g başına 1 cfu'dan az (ıslak ağırlık olarak)
Escherichia coli	her 100 mL'de 250 cfu'dan az
Intestinal Enterococci	her 100 mL'de 100 cfu'dan az

IMO'nun geliştirdiği bu standartlar doğrultusunda ortaya balast suyu arıtma sistemleri için hem teknik spesifikasyonlar ortaya çıkıyor hem de bu sistemlerin onayı için temel yeterlilikler belirlenmiş oldu. Böylece, balast suyu arıtma sistemleri IMO standartlarıyla uyumlu olacak şekilde dizayn edilmeye başlandı [3].

Bilindiği gibi Internationl Convention for the Control and Management of Ships' Ballast Water and Sediments (BWM Convention) uluslar arası adıyla ya da Türkçe bilinen adıyla Gemi Balast Suları ve Sediment Kontrolü ve Yönetimi Uluslararası Sözleşmesi yani Balast Suyu Konvansiyonu 8 Eylül 2016 tarihinde kabul edildi. En son Finlandiya'nın kabul etmesiyle 52 ülke ve dünya ticari gemi filo tonajının 35.14%'üne ulaşmasıyla bu sözleşme 8 Eylül 2017 tarihinden itibaren yürürlülüğe girecek. Bu tarihten itibaren de uluslar arası sularda gezen gemiler, balast suyu ile ilgili işlemleri BWMS kapsamında yapılacaktır.

Tablo 2. BWM 2004 Konvansiyonu Yürürlüğe Girme Koşulları

Omurganın Kızağa Konuş Tarihi	Balast Suyu Kapasitesi	BWMS'nin Yürürlüğe Girmesi
8 Eylül 2017 Öncesi	Tüm Gemiler*	8 Eylül 2017'den sonra yapılacak ilk IOPP yenileme denetiminde.
8 Eylül 2017 Sonrası	Tüm Gemiler*	Geminin teslimiyle birlikte.
*İlgili denetim (survey) ve sertifikalandırma prosedürleri 400 GT üstü gemiler için geçerli olup, yüzer platformlar, FSU ve FPSO'lar bu konvansiyona dahil değildir.		

Standart ve uygulama tarihlerini verdikten sonra bahsedilmesi gereken sıradaki konu ise Balast Suyu Arıtma Sistemleri'nin onayı olmalıdır. Balast Suyu Arıtma Sistemleri türlerine geçmeden önce IMO'nun onay aşamalarına bakmamız gerekmektedir.

Buraya kadar düşündüğümüzde, elimizde olan bir Balast Suyu Arıtma Sistemi'nin IMO standartlarına uyduğunu ve geminin de yukarıda verilmiş olan uygulama tarihlerinin içinde olduğunu düşünüyoruz. Bu durumda sırada seçilen sistemin onaylı olması şartı aranmaktadır. Temel olarak her bir sistem IMO'nun belirlediği Tablo 1'deki standartlara uyuyor olsa da, ekipmanı bekleyen bir onay süreci bulunmaktadır. Bu sistemler için genel olarak Bayrak Devletleri'nin onayı zorunluluk olmaktadır. Ancak, çoğunlukla Bayrak Devletleri, yetkilendirilmiş kuruluşları (RO) bu onay sürecinde kullanacaktır. Yetkilendirilmiş kuruluş dediğimizde de akıllara ilk gelen doğal olarak klas kuruluşları olmalıdır.

Test ve onay sürecinde izlenmesi gereken IMO kuralları olduğunu ve onayın bu doğrultuda olacağını net bir şekilde ifade etmek gereklidir. Bu doğrultuda;

- G-8 Kuralları ve MEPC.174(58) tüm sistemler için geçerli olup,
- G-9 Kuralları ve MEPC.169(57) ise etken madde kullanan sistemlere uygulanacaktır.

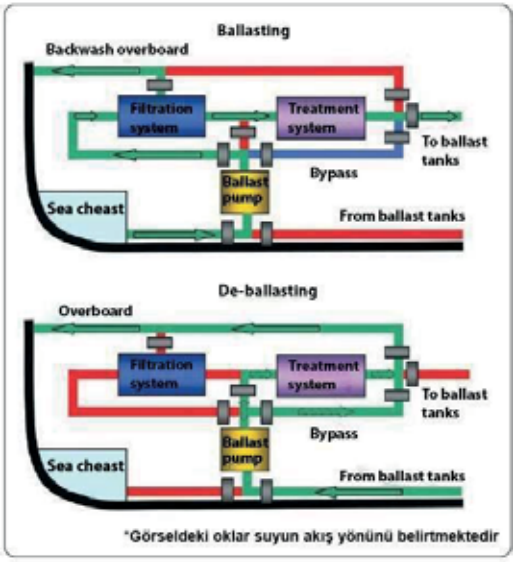
Balast Suyu Arıtma Sistemlerinin onayı, ekipmanın üretimi sırasında deneme testleri (shop-trial tests), IMO'nun belirlediği balast suyu boşaltma standartları ve gemi üzerinde operasyonel testleri kapsayacak şekilde yapılacaktır. Etken madde kullanan sistemler için IMO için çalışan özel bir gruptan (GESAMP), ek olarak temel onay da gerekmektedir.
Tüm bu onay aşamalarının tamamlanmasından sonra IMO'ya bağlı olan MEPC, GESAMP'ın da tavsiyeleri doğrultusunda final onayı verecektir.

Final onayının alınmasının ardından Bayrak Devletleri, G-8 kapsamında tip onay sertifikalarını vercektir. Etken madde kullanılması durumunda G-9 için de standartların sağlanması gerekecektir [3].

2.3 Balast suyu arıtma sistemleri

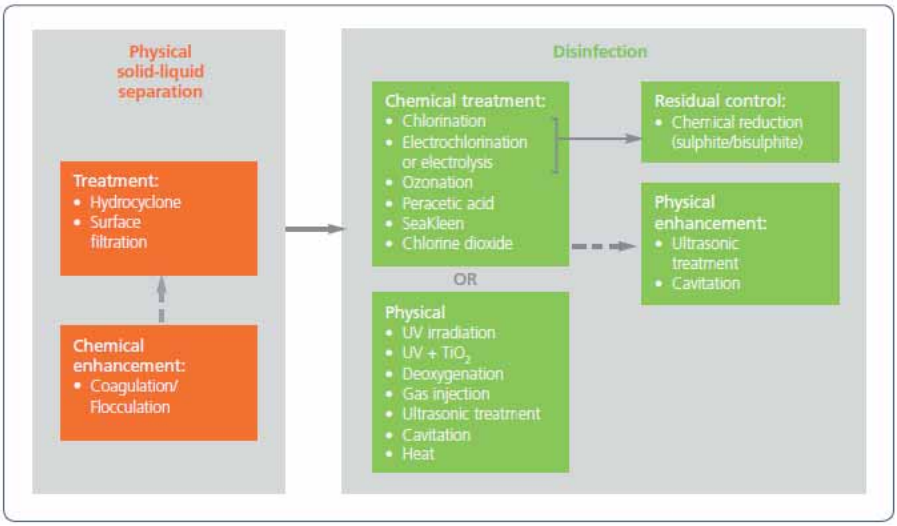
Bu kadar kuraldan bahsettikten sonra, sorulacak soru "Balast Suyu Arıtma Sistemi" nedir olmalıdır. Gemilerce alınan balast sularında yaşayan zararlı organizmaları yok etme temeline dayanan bu sistemler kendi içlerinde farklılık göstermektedir. Dizayn sırasında endüstride hali hazırda olan sistemlerden yola çıkarak geliştirilen bu sistemlerin farklı türleri ve farklı etkileri bulunmaktadır. Bu türleri ana 2 başlık altında toplamak mümkündür. Bu ana başlıklar ise;

1. Fiziksel / Katı-Sıvı Separasyonu
2. Dezenfeksiyon olarak sınıflandırılır.



Şekil 1. Balast Suyu Arıtma Sistemi Çalışma Prensibi [3]

Bu iki ana başlıkta toplanan arıtma sistemleri ise kendi içinde fazlasıyla detaylandırılmakla birlikte, gemilerde bu iki türün kombinasyonu şeklinde kullanılmaktadır. Bu noktada biraz detaylandırmakta yarar var. Alınan balast suları ilk aşamada fiziksel ve/veya kimsayal bir ayrışmadan geçtikten sonra ikinci aşamaya yani dezenfeksiyona uğrar. Aşağıda bu konuda verilmiş olan şekil bu sistemin net bir açıklayıcısı olmaktadır.



Şekil 2. Balast Suyu Arıtma Sistemi Türleri [3]

Şekil 2'den de görülebildiği gibi, gemiye alınan balast suları ilk olarak fiziksel bir ayrışmadan geçer. Katı/Sıvı ayrışmasıyla veya buna ek olarak çökertme/katılaşma gibi yöntemler de fiziksel yöntemler olarak kullanılmaktadır. büyük parçacıklar ayrılırken sadece belirli bir boyutun aldındaki parçacıklar bir sonraki dezenfeksiyon aşamasına geçer Her bir yöntemi detaylı olarak açıklamak gerekmektedir.

Tablo 3. Yöntem Karşılaştırması [3]

Yöntem	Çalışma Prensibi	Faydası	Zayıf Noktası	Yorumlar
KATI SIVI AYRIŞMASI				
Filtreleme	Disk veya sabit ekranlar kullanılır.	Büyük boyuttaki parçacıklar için etkilidir.	Düzenli bir akış sağlamak için ters akıma ihtiyaç duymaktadır ve küçük parçacıklar için etkili değildir.	Filtre boyutu ile parçacıkların boyutları belirlenir.

Hidrosiklon	Yüksek hızlardaki merkezkaç etkisi kullanılır.	Filtrelemeye bir alternatif olup daha etkili sonuçlar elde edilebilir.	Sadece büyük parçacıklar için etkilidir.	Etkinlik parçacıkların yoğunluğuna, suya, boyutlarına, dönme hızına ve zamana bağlıdır.
Çökertme	Kümeleşen parçacıkların boyutlarını arttırmak için kullanılır.	Parçacıkların boyutlarını arttırmak Hidrosiklon ve Filtreleme'nin etkinliğini arttırır.	Suyu depolamak için ekstra tanka ihtiyaç duymaktadır.	Etkiyi hızlandırmak için yardımcı tozlar (demiz tozu veya kum) kullanılır.
KİMYASAL DEZENFEKSİYON (Oksitleyici İlaçlar)				
Klorlama	Suyla karıştırıldığı zaman mikroorganizmaların hücre duvarlarını parçalar.	Endüstri ve kentsel uygulamalarda su dezenfeksiyonu olarak kullanılır.	2 mg/l az kullanıldığı takdirde kistler üzerinde etkisizdir.	Etkinliği, canlı türün, suyun pH'ı, sıcaklığı gibi durumlara bağlıdır.
Elektrikle Klorlama	Elektrolitik bir ortam yaratarak oksitleme gerçekleşir.	Klorlama ile aynı.	Klorlama ile aynı.	Ters akıntıya ön uygulama gerekmektedir.
Ozonlama	Ozon gazı suya verilerek diğer maddelerle reaksiyona girmesi ve canlıları yok etmesi sağlanır.	Mikro-organizmaları yok etmekte etkilidir.	Büyük boyutlardaki organizmaları yok etmekte başarılı değildir.	Çevreye geri vermeden önce bu tarz kimyasal kullanılmış suları nötrleştirmek gerekmektedir.
Klordioksit	Klorlama ile aynı.	Bakteri ve diğer patojenler dahil tüm mikro organizmalar üzerinde etkili.	Kimyasal olarak zararlı.	Üreticilere göre 6-12 saat yarı ömrü olsa da maksimum 24 saatten sonra güvenli bir şekilde boşaltımı yapılabilir.
Perasetik Asit ve Hidrojen peroksit	Klorlama ile aynı.	Suyun içinde sonsuza kadar çözünebilir. Zararlı birkaç son ürün ortaya çıkarabilir.	Yüksek dozlarda kullanıldıktan sonra ayrı bir depolama alanına ihtiyaç duymaktadır.	---

KİMYASAL DEZENFEKSİYON (Oksitleyici Olmayan İlaçlar)				
Menadione / Vitamin K	Omurgasız canlılar için zehirli özelliğe sahiptir.	Hem doğal hem de yapay yöntemlerle elde edilebilir. Zararlı etkileri yoktur.	Arıtılmış sular, boşaltılmadan önce nötrleştirmeye ihtiyaç duyar.	
FİZİKSEL DEZENFEKSİYON				
UV	UV ışık yayan aydınlatmalarla mikroorganizmaların DNA yapısı bozulur.	Geniş bir aralıktaki mikroorganizma türleri için etkilidir.	Su içinde UV ışıklarının iyi iletilmesi gerekmektedir ve bu nedenle suyun berrak olması istenir.	Ozonlama, hidrojen peroksit gibi diğer yöntemlerle kombine kullanılabilir.
Oksijensizleştirme	Inert Gas veya vakum ile suyun üstündeki boşlukta oksijeni azaltarak mikroorganizmaları boğmayı amaçlar.	Oksijenin azalması korozyon oluşumunu azaltır. IGS olan gemilerde kullanılması çok daha kolay olur.	1-4 gün arası bir süre gereklidir organizmaların boğulması için.	Balast suyu arıtması için özel olarak tasarlanmış olup havası alınan balast suları kapalı tanklarda saklanır.
Kavitasyon	Ultrason veya gaz ile mikroorganizmaların hücre duvarları yıkılır.	Ön arıtma sistemi olarak etkilidir.	Tüm mikroorganizmaları öldürmek için ek bir arıtma sistemi ile kullanılması gerekmektedir.	---
Isı	Balast suyunun ısıtılması prensibine dayanır.	Balast suyu soğutma suyu olarak kullanılırken, ısındıkça dezenfekte olur.	Isıtmanın etkili olması için uzun bir süre gerekmektedir.	

3. Balast Suyu Arıtma Sistemi Seçimi

3.1 Performans incelemesi

Tüm bu yöntemlerin açıklamasını ve göreceli olarak karşılaştırmasını verdikten sonra performans olarak incelemek gerekmektedir. Ancak, performans olarak incelemeye geçmeden yöntemlerin genel başlıklarının bir karşılaştırmasını yapmak faydalı olacaktır.

Katı/Sıvı Ayrışma (Fiziksel) yöntemlere baktığımız zaman, sabit ekranlarla birlikte kullanılan otomatik geri yıkamanın olduğu sistemler genel olarak büyük parçacıklar için etkili olmaktadır. Kullanılan zarların geçirgenliği yani yüzey filtrelemesi çok etkili olmadığı için düzenli bir geri yıkamaya ihtiyaç duymaktadır. Fazla büyük parçalar için de hidrosiklonla kombine bir kullanım yapılması daha etkili olacaktır. Ayrıca, ön artıma olarak çökertme kullanılması bu kombinasyonu iyice etkili kılacaktır. Ancak, bu durumda hem ekstra bir tanka hem de hidrosiklon için ekstra bir güce gereksinim olacaktır [7].

Kimyasal dezenfeksiyona baktığımız zaman klorlama, elektrikle klorlama gibi yöntemler ilk olarak akla gelmektedir. Bu yöntemlerle mikroorganizmaları hücre duvarları başarıyla yok edilir ancak litre başına 2mg klor kullanılmadığı takdirde kistler için tamamiyle etkisiz kalmaktadır. Ozonlamayı düşündüğümüzde de mikroorganizmaları öldürmekte başarılı olsada yan ürün (bromat) ortaya çıkarmaktadır ve aynı zamanda ozon jeneratörüne ihtiyaç duyar. Bunun yanında klordioksit etkili bir yöntem olmasının yanında 6-12 saatlik bir yarı ömre sahiptir. Ancak, üreticiler 24 saat içinde güvenle atılabileceğini söylemektedirler [7].

Fiziksel dezenfeksiyona baktığımız zaman akıllara gelen ilk yöntem doğal olarak UV olmaktadır. UV kullanımı ile mikroorganizmaları moleküler düzeyde etkileyerek üremesi engellenir. Oksijensizleştirme kullanımı da etkili bir yöntem olsa da UV gibi ek bir sisteme ihtiyaç duymaktadır. Isıtma en kolay yöntem olarak karşımıza gelse de kullanım süresindeki uzunluk dezavantaj olarak karşımıza gelmektedir [7].

Genel olarak yöntemler hakkında fikir sahibi olduktan sonra, incelememiz gereken asıl konu ise performans karşılaştırması olmalıdır. Hangi yöntem ne kadar güce ihtiyaç duyar, ne kadar basınca gereksinimi vardır, kapasiteleri arasındaki farklara göre neler değişmektedir gibi soruların cevabını bu şekilde elde edebiliriz.

Arıtma Sistemi		Filtre				Filtre				Elektroliz				Çökertme + Manyetik Ayrışma
		Elektroliz	Kimyasal Madde	Elektroliz + Kavitasyon		UV			Katalizör		Santrifüj	O3	İnert Gaz	
				N2	O3									
250 m³/s	Gerekli Güç (kW)	116	3	Normal Operasyon: 52 kW* Maksimum Operasyon: 63 kW**	7 (0-35 PSU)	27	32.8	80*2	36	37 (3PSU'da)	6.1288 (3.5PSU'da)	33	4.0 veya 7.8*3	
	Gerekli Su Basıncı (Bar)	1.5-6	1.5	3	1.3	1.5	2.5*4	1	2.5	0.2	3.2	0	1.4	
	Basınç Kaybı (Bar)	1.3	0.5	3	0.4	0.6	0.8	0.55	0.9	0.2	3.2	0	0.9	
500 m³/s	Gerekli Güç (kW)	134	3	Normal Operasyon: 52 kW* Maksimum Operasyon: 63 kW**	9 (0-35 PSU)	60	57.8	130	72	60 (3PSU'da)	12.25 (3.5PSU'da)	59.6	8.5 veya 16.7*3	25
	Gerekli Su Basıncı (Bar)	1.5-6	1.5	2.5	1.3	1.5	2.5*4	1	2.5	0.2	3.2	0	1.4	
	Basınç Kaybı (Bar)	1.3	0.5	2.5	0.5	0.7	0.8	0.55	0.9	0.2	3.2	0	0.9	0.6
1,000 m³/s	Gerekli Güç (kW)	191	5	Normal Operasyon: 52 kW* Maksimum Operasyon: 63 kW**	12 (0-35 PSU)	120	124	223	144	155 (3PSU'da)	25 (3.5PSU'da)	87	14 veya 27.5*3	
	Gerekli Su Basıncı (Bar)	1.5-6	1.5	2.5	1.3	1.5	2.5*4	1	2.5	0.2	3.2	0	1.8	
	Basınç Kaybı (Bar)	1.3	0.5	2.5	0.5	0.9	0.8	0.55	0.9	0.2	3.2	0	0.9	

Notlar: * Tuz yoğunluğu %3.4, ** Tuz yoğunluğu %2

Şekil 3. Performans Karşılaştırması [4]

Performans karşılaştırmasına da baktığımız zaman kullanılan yönteme ve toplam kapasiteye göre geminin gereksinim duyduğu değerleri net bir şekilde görebiliyoruz. Örneğin, UV yönteminin ihtiyaç duyduğu güç ve basınç gereksinimi diğer yöntemlere göre az olmasının yanında kimyasal bir madde kullanılmaması ile öne çıkmaktadır. Birden fazla yöntemi UV ile birleştirmek de (örneğin kavitasyon ve/veya inter gas, ozonlama hatta çökertme) elektroliz yöntemine göre güç gereksinimi hala daha az olmaktadır. Tüm bu yöntemleri bu şekilde tek tek incelememizin yanında yöntemlerin avantajarı ve dezavantajlarını da göz önüne aldığımızda UV, Inert Gas, Ozonlama gibi yöntemler dikkat çekmektedir. Ancak hatırlatmakta yarar var ki, bu yöntemler de tek başlarına 100% bir verimlilik sağlayamamaktadır.

Doğru sistemin seçiminde dikkat edilmesi gereken önemli noktalar bulunmaktadır. Bunlardan ilki gemi tipi olmalıdır. Gemi tipine göre, örneğin IGS olan bir tankeri ele aldığımızda uygun bir modifikasyonla etkili bir balast arıtma sistemi elde edilebilir. Aynı şekilde, tankerlerde pompa odası olduğunu da göz önüne aldığımızda konulacak ekstra ekipmanlar için fazlasıyla yer sağlanmaktadır. Ancak, kuru yük gemisini düşündüğümüz zaman hem sistemin olmayışı hem de ekstra ekipmanlar doğal olarak soruna sebep olacaktır ve arıtma sisteminin yanında, bu sistemi koyacak örneğin bir güverte kapalı mahali maliyet açısından göz önüne alınması gerekmektedir.

3.1.1 Gerçek gemi örnekleri

Balast suyu arıtma sistemleri ortaya çıktığından itibaren farklı gemi türlerini bulmak mümkün. Özellikle [4]'e bakınca gördüğümüz 3800 DWT'lik LPG tankerine sistem olarak UV + filtrelemenin seçildiğini görüyoruz. Burada gördüğümüz en büyük sorun makine dairesi içinde sistem için yer olmaması olacaktır. Bu nedenle bu sistem için çok küçük alanlarda bir sistem uygulaması gerekecektir. Güç açısından yaklaşık 50 kW'lık ekstra bir yük geldiğini görüyoruz. Tek bir jeneratör kullanılması durumunda en fazla %85.9'luk bir kullanım yükü olacaktır ve ekstra bir güç kaynağına ihtiyaç duyulmayacaktır. Kısaca, UV ve filtre sistemi kimyasal ürünler kullanmadığı için ekstra tanklara ya da nötrlemeye ihtiyaç duymadığı halde, sistemin kendisiyle gelen UV ve filtre ekipmanlarının yerleri açısından sorun yaşanacağı ortadadır. Eğer, uygun yer sağlanırsa bu yöntem gemi için fazlasıyla etkili bir arıtma sistemi olarak değerlendirilebilir.

Diğer bir örnek olarak 14,200 DWT'lik kimyasal tankere baktığımız zaman çok daha etkili bir dizayn karşımıza geliyor. Yine UV ve filtreleme sistemi düşünülen bu gemide ekstra ekipmanların pompa dairesine konulması tasarlanıyor. Yer açısından sorun olmayan bu gemide, güç hesaplarına bakıldığında kargo operasyonları sırasında bu sistemin kullanılması sadece 40 kWlık ekstra bir yük gerektiriyor ve mevcut jeneratörlerin yettiğini görebiliyoruz. Ayrıca, yer olmasından dolayı 350m^3/h kapasite kullanılarak sistemin hızı ve etkisi arttırılmış durumda. Bu gemi türü için en uygun dizayn olduğunu söyleyebiliriz.

Daha kapsamlı bir şekilde başka bir gemiyi ele aldığımız zaman 14,271 DWT'lik bir kimyasal tanker karşımıza geliyor. Bu gemide de UV ve filtreleme sistemi tercih edilmiş. Detaylı olarak sistemi incelediğimiz zaman elimizde filtreleme ünitesi, UV ünitesi, tatlı su pompası, güç panosu, kontrol paneli ve uzaktan kontrol paneli olup, bunların gemiye yerleşimi önem arz etmektedir.

Filtreleme ünitesi, balast pompa dairesinin sancak tarafına yerleştirilecektir. Sahip olunan lan 1800x2200x3000mm'lik bir hacim olup, bu ekipmanın yerleşmesi için uygun olmaktadır. Aynı şekilde

UV ünitesini de bu bölgeye, filtreleme ünitesinin yanına koyabiliyoruz. Bir diğer ekipman olan tatlı su pompasını da bu bölgeye koymak mümkün olmaktadır. Böylelikle, 3 tane ekipmanımızı pompa dairesi içine yerleştirmek mümkün oldu.

Şekil 4. Filtreleme Ünitesi (sağ) ve UV Ünitesi (sol)

Adım adım ilerlemeye devam ettiğimizde geriye güç panosu ve kontrol panelleri kalmaktadır. Güç panosu için en uygun yer makine dairesi olarak belirlenmiştir. Makine dairesinin 3. güvertesinde yağlama yağı soğutucularının iskele tarafındaki alan değerlendirilmiştir. O bölgede bulunan ekipman kutusunun kaydırılmasıyla uygun bir alan yaratılmıştır. Bu bağlamda ilgili soğutucuların bakımları için gerekli boşluk da göz önüne alınmıştır. Kontrol paneli yine aynı şekilde makine dairesinin 3. güvertesine güç panosuyla aynı bölgede ancak bu sefer yağlama yağı soğutucularının sancak tarafına konmuştur. Uzaktan kontrol paneli de kargo kontrol odasına konulacaktır. Duyuruların yapıldığı bölüm başka bir duvara kaydırılacak ve o bölgedeki duvara montesi yapılacaktır.

Filtreleme ünitesinin deniz suyu giriş ve çıkışlarında DN200, SCH40 boru kullanılmıştır. Tatlı su giriş çıkışlarında da DN32 SCH40 borular kullanılmıştır. Boru malzemesi olarak deniz suyu hattında ASTM A106 (B grade) (Galvanizli) ve tatlı su hattında da sadece ASTM A106 (B grade) kullanılmıştır. UV ünitesinde de sadece deniz suyu giriş ve çıkışları olup, filtrelemeyle aynı borular kullanılmıştır. Tatlı su pompası için ilgili bağlantılar balast pompa dairesinden çekilmiş olup, DN25 SCH10 borular kullanılmıştır. Yine aynı olarak ASTM A106 materyalindeki borular seçilmiştir.

Göz önüne alınan diğer bir nokta, baş pik tankı bağlantıları olmuştur. Makine dairesinde bulunan genel servis pompası tarafından beslenen baş pik tankında da bu sisteme bağlantı olması gerekmektedir. Bu nedenle de deniz suyu giriş ve çıkış hatları çekilmiş olup, yukarıda verilen aynı boru tipi kullanılmıştır.

IMO'nun bir gerekliliği olan numune noktası (sample point) de olması gerekmekte olup, ilgili düzenlemeler yapılmıştır.
Tüm bu gelen yeni ekipman ve değişiklikler gemi üzerinde yaklaşık 50kW gibi bir ekstra yüke sebep olmaktadır. Geminin her biri 530 kW kapasiteli 3 adet jeneratörünü göz önüne alınca, gerek kargo operasyonları gerekse de seyir yükünü etkileyecek bir durum oluşmamaktadır. Konulan 300 m^3/s'lik sistem de, bu boyuttaki bir gemi için yeterli bir performans olarak görülmekte olup, konu geminin mevcut yerleşimine de uygundur. Böylelikle her açıdan geminin ihtiyacını karşılayacak ve ciddi bir değişikliğe gidilmeden yerleşimi sağlanan bir sistem konulmuştur. İlgili gemi 8 Eylül 2017 tarihinde zorunlu olacak bu konvansiyona uygun halde ticari hayatını devam ettirmektedir.

Bu şekilde örneklere baktığımız zaman, sistem seçiminde öncelikli olarak gemi türünün en önemli olduğunu bir kez daha anlamış oluyoruz. Diğer açıdan, sistemin getirdiği ekstra ekipmanlar, yer ve ekstra güç gereksinimi de göz önüne alınması gereken diğer parametreler olarak karşımıza geliyor.

Balast Suyu Arıtma Sistemi seçimi sırasında en doğru diyebileceğimiz bir metod bulunmamaktadır. Bunu gemi tipine göre en doğru seçim yapılacaktır diyerek genellememiz doğru bir ifade olacaktır. Balast Suyu Arıtma Sistemleri, gemiye göre seçilmesinin en doğru ve en etkili sonuçları vereceğini söyleyebiliriz.

4. Kaynaklar

[1] (Ballast Water Management)
www.imo.org/en/OurWork/Environment/BallastWaterManagement/Pages/Default.aspx

[2] Barbara Werschkun, Sangeeta Banerji et al., Emerging risks from ballast water treatment: The run-up to the International Ballast Water Management Convention**,** Elsevier Chemosphere 112 (2014) 256–266, 16 May 2014.

[3] Ballast water treatment technologies and current system availability, Lloyd's Register's Understanding Ballast Water Management series, September 2012.

[4] ClassNK R&D Project**,** Brochure for Installation of Ballast Water Management Systems on Ships in Service, August 2010

[5] ClassNK Study**,** Ballast Water Performance Standard**.**

[6] ABS Guidelines**,** Ballast Water Treatment.

[7] IHS Maritime, Guide to Ballast Water Treatment Systems, 2014.

ÇANAKKALE VE İSTANBUL BOĞAZLARI'NDAN GEÇEN TÜRK BAYRAKLI KİMYASAL TANKERLERİN EMİSYON ÖLÇÜMÜ

Yakup KOCAMAN[1], Levent BİLGİLİ[2], Uğur Buğra ÇELEBİ[3], Kaan ÜNLÜGENÇOĞLU[4]

ÖZET

Emisyon kaynaklı kirlilik, denizcilik sektöründe de insan sağlığı ve çevresel etkiler bakımından büyük tehlike arz etmektedir. Gemi kaynaklı emisyon kirliliğine ilişkin önlemler Kyoto Protokolü'nden hariç tutulmuş olup alınması gereken tedbirlere yönelik çalışmalar Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) nezdinde ve Deniz Çevresini Koruma Komitesi (MEPC) bünyesinde yürütülmeye devam edilmektedir. Yıllara göre değişiklik göstermekle birlikte Çanakkale ve İstanbul Boğazları'ndan yıllık olarak yaklaşık 40-50 bin adet gemi geçiş yapmaktadır. Bu çalışmada, boğazlardan geçen Türk bayraklı kimyasal tankerlerin emisyon miktarının ortaya çıkartılması, benzer çalışmalar yürütülen diğer alanlar ile mukayesesinin yapılması, yaş ve boy ile emisyon miktarı arasındaki orana ilişkin bir analiz yapılarak durum değerlendirmesinin ortaya çıkarılması hedeflenmektedir.

Anahtar Kelimeler: Gemi emisyonları, Türk Boğazları, Boğaz Kirliliği

1. Giriş

Bir bütün olarak Türk Boğazlar Sistemi olarak adlandırılan Çanakkale ve İstanbul Boğazları, Akdeniz ile Karadeniz arasındaki tek doğal deniz geçididir. Özellikle tanker trafiğinin çok yoğun olarak gerçekleştiği bu bölge, aynı zamanda büyük bir nüfusu barındırdığından gemi emisyonları açısından incelenmesi gereken bir bölgedir.

Türk Boğazları'ndaki gemi trafiği ve bu trafiğin açığa çıkardığı emisyonlar konusundaki ilk çalışma Kesgin ve Vardar, 2001 tarafından yapılmıştır [1]. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlara göre İstanbul ve Çanakkale Boğazları'ndaki yıllık emisyon miktarları sırasıyla 353.625 ve 347.221 tondur. İstanbul Boğazı'ndan transit geçen gemiler toplam emisyonun 51 %'lik kısmını meydana getirirken İstanbul Boğazı'ndaki gemi trafiğinin sebep olduğu azot oksit (NO_x) emisyonları, 1994 yılında İstanbul'da dolaşımda olan kara araçlarının yaklaşık 10 %'una tekabül etmektedir.

Deniz Ticareti Genel Müdürlüğü'nün [2] verilerine göre Türk Boğazları'ndan geçiş yapan gemi sayısı 2006-2015 yılları için Tablo 1'de sunulmuştur.

[1] T.C. Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı, Ankara, Türkiye, yakocaman@gmail.com

[2] Araştırma Görevlisi, Bandırma On Yedi Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Bandırma, Balıkesir, Türkiye, leventbilgili1661@gmail.com

[3] Doç. Dr.,Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, İstanbul, Türkiye, ucelebi@yildiz.edu.tr

[4] Uzman, Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, İstanbul, Türkiye, kaanonline1907@hotmail.com

Tablo 1. 2006-2015 Yılları Arasında Boğazlar'dan Geçiş Yapan Toplam Gemi Sayısı

Yıllar	Gemi Sayısı
2006	48.915
2007	49.913
2008	48.978
2009	49.453
2010	46.686
2011	45.379
2012	44.613
2013	43.889
2014	43.582
2015	43.320

Gemi emisyonlarının oluşumu, dağılımı ve zararları ile ilgili özellikle 2000 yılından sonra çok sayıda çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların bir kısmı yerel düzeyde olup bir kısmı gemi kökenli emisyonları küresel ölçekte incelemeye almıştır [3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13].

Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO)'nün 2007-2012 yıllarını kapsayan en güncel çalışmasına göre dünya çapındaki toplam gemicilik faaliyetleri yıllık ortalama 1.015 ton CO_2 salınımı gerçekleştirmektedir ve bu miktar, dünyada toplam olarak üretilen CO_2'nin ortalama 3,1 %'ine denk gelmektedir. Buna ek olarak toplam denizcilik faaliyetleri aynı yıllar arasında ortalama olarak 20,9 milyon ton NO_2 formunda NO_x ve 11,3 milyon ton SO_2 formunda SO_x üretiminden sorumludur [14]. Bu emisyonların 70 % ve 36 %'sı sırasıyla kıyıya 400 km ve 25 deniz mili yakın mesafelerde gerçekleşmektedir. Emisyonların 85 %'i kuzey yarıkürede oluşurken 90 %'ı Kuzey Denizi'nde kıyıya 90 km mesafede olan bölgelerde gerçekleşmektedir. Gemi emisyonları genellikle sık kullanılan rotalarda yoğunlaşmaktadır [15].

2. Malzeme ve Metot

Bu çalışmada İstanbul ve Çanakkale Boğazları'ndan 2014 yılında geçen Türk bayraklı kimyasal tankerlerin boğaz geçişleri sırasında açığa çıkardıkları emisyon miktarları hesaplanmıştır. Bu amaçla makine gücü yöntemi kullanılmış olup bu yöntem için kullanılan formül aşağıda verilmiştir:

$$E_{Trip,i,j,m} = \sum[TP \sum(P_e * LF_e * EF_{e,i,j,m,p})] \quad (1)$$

Burada;

E_{Trip}: Seyir esnasında oluşan toplam emisyon
i: Kirletici tipi
j: Makine tipi
m: Yakıt tipi
p: Yolculuk tipi
e: Makine kategorisi
T: Zaman (saat)
P: Makine gücü (kW)
LF: Makine yükü
EF: Emisyon faktörü

Gemilerin makine güçleri EQUASIS (Electronic Quality Shipping Information System) vasıtasıyla sorgulanmıştır. Çalışmada kullanılan emisyon faktörleri ise Tablo 2'de sunulmuştur.

Tablo 2. Emisyon Faktörleri [16]

Kirletici Tipi	Emisyon Faktörü (g/kWh)
CO_2	620
SO_2	10.5
CO	0.5
HC	0.3
NO_x	18.1
PM	1.3

Gemilerin ana makine çalışma yükü ise 80 % olarak kabul edilmiştir [17]. 2014 yılında Çanakkale Boğazı'ndan 483 adet, İstanbul Boğazı'ndan ise 471 adet Türk bayraklı kimyasal tanker geçişi olmuştur.

3. Sonuç ve Öneriler

Tablo 3, 2014 yılına ait boğaz geçişlerine bağlı hesaplanan emisyon miktarlarını göstermektedir:

Tablo 3. Boğaz Geçişlerine Ait Emisyon Miktarları

Kirletici Tipi	Çanakkale Boğazı	İstanbul Boğazı	Toplam
CO_2	2000.95	1060.24	3061.20
SO_2	33.95	17.95	51.91
CO	1.61	0.85	2.47
HC	0.97	0.51	1.48
NO_x	58.53	30.95	89.48
PM	4.2	2.22	6.42

Türk Boğazlar Sistemi ve Marmara Denizi Havzası bir bütün olarak incelendiğinde yoğun bir nüfus ve yüksek boyutlarda bir gemi trafiği barındıran önemli bir su yoludur. Bu yüzden bu bölgedeki gemicilik faaliyetlerinin çevresel etkilerinin tespit edilip detaylıca incelenmesi bu bölgede yaşayan insanlar için ve pek çok su canlısına ev sahipliği yapan Marmara Denizi'ndeki ekosistemin korunması için büyük önem arz etmektedir. Bu tip çalışmaların ilerletilip daha kapsamlı bir emisyon envanteri çıkarılması, Marmara Denizi Havzası'nın emisyon kontrol alanı (ECA) olarak ilan edilmesine vasıta olabilir.

Gemi kaynaklı emisyonundan insan ve çevreye olan etkisini minimum düzeye indirgenmesi; filonun gençleştirilmesi, yeni nesil makinelerin kullanılması, gemi formunu iyileştirme ve direnç etkisini azaltacak önlemlerin alınması (pervane tasarımı, koruyucu kaplamalar ve yüzeyin pürüzlülüğün azaltılması gibi) doğrultusunda gemi kaynaklı emisyonun doğaya salınım miktarı azaltılabilecek tedbirler arasında yer almaktadır.

Kaynaklar

[1] Kesgin, U. ve Vardar, N., 2001. A Study on Exhaust Gas Emissions from Ships in Turkish Straits, Atmospheric Environment, Vol. 35, ss. 1863-1870.

[2] https://atlantis.udhb.gov.tr/istatistik/gemi_gecis.aspx

[3] Endresen, Ø., Sørgard, E., Sundet, J.K., Dalsøren, S.B., Isaksen, I.S.A., Berglen, T.F., Gravir, G., 2003. Emission from International Sea Transportation and Environmental Impact, J. Geopyhs. Res., Vol 108.

[4] Lawrance, M.G. ve Crutzen, P.J., 1999. Influence of NO_x Emissions from Ships on Tropospheric Photochemistry and Climate, Nature, Vol. 402, ss. 167-170.

[5] Capaldo, K., Corbett, J.J., Kasibhatla, P., Fischbeck, P.S., Pandis, S.N., 1999. Effects of Ship Emission on Sulfur Cycling and Radiative Climate Forcing over the Ocean, Nature, Vol. 400, ss. 743-746.

[6] Corbett, J.J., Fischbeck, P.S., Pandis, S.N., 1999. Global Nitrogen and Sulfur Emission Inventories for Oceangoing Ships, J. Geopyhs. Res., Vol. 104, ss. 3457-3470.

[7] Kasibhatla, P. vd., 2000. Do Emissions from Ships Have a Significant Impact on Concentrations of Nitrogen Oxides in the Marine Boundary Layer, Geophys. Res. Lett., Vol. 27, ss. 2229-2232.

[8] Song, C.H., Chen, G., Hanna, S.R., Crawford, J., Davis, D.D., 2003. Dispersion and Chemical Evolution of Ship Plumes in the Marine Boundary Layer: Investigation of $O_3/NO_y/HO_x$ Chemistry, J. Geophys. Res., Vol. 108.

[9] Corbett, J.J., Wang, C., Winebrake, J.J., Green, E., 2007. Review of MARPOL Annex VI and the NO_x Technical Code: Allocation and Forecasting of Global Ship Emissions, International Maritime Organization, London, UK, ss. 27.

[10] Lauer, A., Eyring, V., Corbett, J.J., Wang, C., Winebrake, J.J., 2009. An Assessment of Near Future Policy Instruments for International Shipping: Chemical, Physical and Optical Properties, J. Geophys. Res. Lett., Vol. 35.

[11] Winebrake, J.J., Corbett, J.J., Green, E.H., Lauer, A., Eyring, V., 2009. Mitigating and Health Impacts of Pollution from Oceangoing Shipping: An Assessment of Low-Sulfur Fuel Mandates, Environ. Sci. Technol., Vol. 43, ss. 4776-4782.

[12] Endresen, Ø., Sørgard, E., Behrens, H.L., Brett, P.O., Isaksen, I.S.A., 2007. A Historical Reconstruction of Ships' Fuel Consumption and Emissions, J. Geophys. Res., Vol. 112.

[13] Eyring, V., Köhler, H.W., Lauer, A., Lemper, B., 2005. Emissions from International Shipping: 2. Impact of Future Technologies on Scenarios until 2050, J. Geophys. Res., Vol. 110.

[14] IMO, 2014. Third IMO Greenhouse Gas Study, Suffolk, UK.

[15] Bilgili, L., Çelebi, U.B., Alkan, G.B., Çağlak, S.B., Koraltürk, G., 2014. Comparison of Different Ship Emission Estimation Methodologies for Annual Emission Footprint and Reduction Techniques of a Bulk Carrier, Fresenius Environmental Bulletin, Vol. 23 (7), ss. 1497-1509.

[16] Moldanová, J., Fridell, E., Petzold, A., Jalkanen, J.P., Samaras, Z., 2012. Emission Factors for Shipping-Final Data for Use in Transphorm Emission Inventories.

[17] Entec, 2005. European Commission Directorate General Environment-Service Contract on Ship Emissions: Assignment, Abatement and Market-based Instruments-Task 2-General Report, Final Report.

PROGRAM

08.12.2016 PERŞEMBE / THURSDAY

09:00 Kayıt / Registration		
09:15 Açılış Konuşmaları / Opening Speeches		
09:40 - 18:20 Bildiri sunumları / Paper Presentations		
Session 1 / 09:40 - 11:00		**Chair: Mr. Markus Wolfgang Haas**
Salon 1	80*	**Yerli Üretim Ağır Dizel Motorların %100 Doğal Gaz Yakıtına Dönüşümünü Gerçekleştirebilen Alternatif Üstün Bir Yanma Mekanizması** Mehdiyev R.,Alkan A.D.,Ünar M.,Karataş Ö.
	79	**MVR - MEPC.259(68) - Emissions from ships** Haas M.W.
	71	**Climate: The most important issue of our generation** Williams Y.
	28	**Optimum Design of a Ship Silencer** Kopuz Ş.,Avşar H.,Ghassembaglou N.,Kavurmacıoğlu L.
11:00 - 11:20 KAHVE ARASI / COFFEE BREAK		
Session 2 / 11:20 - 12:40		**Chair: Prof. Prof.Dr.Oral Erdoğan**
1	18	**Monte Carlo simulation exercise in the ship production planning** Kafalı M.,Ünsan Y.,Özkök M.
	26	**The Purpose and Effects of IMO PSPC Implementation for Ballast Tanks** Genç Y.,Özkök M.
	19	**Gemi inşaatında planlama usulleri ve literatür taraması** Kafalı M.
	51	**The parameters that influence block assembly and erection processes on the slipway** Genç Y.,Özkök M.,Alver F.
12:40 - 14:00 YEMEK ARASI		
Session 3 / 14:00 - 15:20		**Chair: Prof.Dr.Abdi Kükner**
1	11	**Impact Toughness of Friction Stir Processed Low Carbon Shipbuilding Steel** Sekban D.M., Aktarer S.M., Ma Zongyi,Pürçek G.
	12	**The Effect of Resistance on Bow and Stern Forms** Kükner A., Mamur M.F.
	7	**A Study on Aerodynamic Effects of Superstructures Shapes by using CFD** Çopuroğlu H.İ.,Peşman E.
	74	**Otonom operasyon kabiliyetine sahip sıfır emisyon su üstü aracı tasarımı ve pilot uygulaması** Bilici A., Aşkın F.,Türkmen E.
15:20 - 15:50 KAHVE ARASI / COFFEE BREAK		
Session 4 / 15:40 - 17:00		**Chair: Doç.Dr.Fatma Yonsel**
1	48	**Konteyner terminallerinde rıhtım vinci çizelgeleme probleminin çözümüne yönelik önerilen modeller üzerine bir araştırma** Fışkın R.,Bitiktaş F.
	52	**Evaluation of Green Performance Indicators' Priority Perception in Terms of Sustainable Port Concept: A Comparative Analysis for Turkish Ports** Bucak U.,Kuleyin B.
	60	**Gemi Rotalama ve Çizelgeleme Çalışmaları Üzerine bir Araştırma** Yalın B.,Fışkın R.
	20	**Gemi üretiminde kritik zincir proje yönetimi** Kafalı M.
17:00 - 17:20 KAHVE ARASI / COFFEE BREAK		
17:20 - 18:20		
1	10	**Another Challenge: Sediments of Ballast Tanks** Güney C.B.,Bozkurtoğlu Ş.N.E,Danışman D.B.,Yonsel F.
	13	**Marine Environment Protection: New technologies on oil spill resp. industry** Töz A.C.,Köseoğlu B.,Şakar C.
	42	**Balast suyu arıtma sistemlerinin mevcut durumu** Kükner A.,Yasa A.M.

* Bildiri / Paper no

08.12.2016 PERŞEMBE / THURSDAY

Session 5 / 14:00 - 15:40		**Chair: Prof.Dr.Ahmet Taşdemir**
Salon 2	22	**Gemi dizel makinelerinde NOx emisyonunu azaltmak için uygulanan yöntemlerin maliyet analizi** Altın İ.
	16	**Thermodynamic diesel engine cycle modeling and prediction of engine performance parameters** Tuti M.,Şahin Z.,Durgun O.
	76	**Gemi Dizel Ana Makinelerinde Planlı Bakım Stratejileri ve Uygulamaları** Göksu B.,Erginer K.E.
	68	**Değişken Emme Valfi Kapanma Zamanlamasının Bir Dizel Motorun Egzoz Isıl Yönetimi Üzerindeki Etkileri** Başaran H.Ü.,Özsoysal O.A.
	3	**Balıkçı Gemisi Soğutma Sisteminin Birinci Yasa Analizleri** Karakurt A.S.,Güneş Ü.
15:40 - 16:00 KAHVE ARASI		
Session 6 / 16:00 - 18:00		**Chair: Prof.Dr.Metin Taylan**
2	39	**Rahola'dan İkinci Nesile: Hasarsız Stabilite Kriterlerinin Evrimi** Taylan M.
	24	**A vessel/mooring coupled dynamic analysis of catenary-moored FPSO installed for Black Sea** Erkurtulmuş S. A., Peşman E.
	50	**Akıllı yalpa önleyici bir sistemin hata tolerans kontrolü ile risk analizi** Öztürk D.,Akyıldız K.
	43	**An Experimental Investigation of Shock and Accelerations on Inflatable Boats** Avcı A.G.,Barlas B.,Merdivenci M.S.
	64	**A Critical Assessment of Measures to Improve Energy Eff. in Containerships** Bertram V.,Taşdemir A.
	62	**Midye Hasadı ve Midye Hasat Gemileri Üzerine Bir Araştırma** Sarı M.,Kılıç A.,Bilgili L.

ADRES / VENUE:

Pîrî Reis Üniversitesi Deniz Kampüsü Konferans Salonu / Pîrî Reis University (PRU) Deniz Campus Congress Hall
Address: Postane Mahallesi, Eflatun Sk. No:8, 34940 Tuzla, ISTANBUL
Transportation details are given https://www.gmo.org.tr/GMO-SHIPMAR

09.12.2016 CUMA / FRIDAY

Session 1 / 09:20 - 11:00		**Chair: Mr. Klaus Andreasen**
Salon 1	55	**Design Study of an Axial Impeller for a High Speed Cavitation Tunnel** Köksal Ç.S.,Korkut E.
	9	**Pasteurized Ballast Water Systems** Karataş Ö., Andreasen K.
	70	**Characteristics of non-fatal occupational accidents in shipyards** Aycı T.,Barlas B.
	15	**CONWIP production control system application for shipbuilding process** Alptimur B.,Kafalı M.,Helvacıoğlu İ.H.
	47	**The Usage of Interceptors in High Speed Crafts** Avcı A.G.,Barlas B.
11:00 - 11:20 KAHVE ARASI / COFFEE BREAK		
Session 2 / 11:20 - 12:40		**Chair: Prof.Dr.Ahmet Dursun Alkan**
1	37	**A Systematical Investigation on the Spatial and Temporal Discretization of SPH Method** Kolukısa D.C.,Özbulut M.,Peşman E.
	63	**Investigation of hydrodynamic performance of cavitating blades of marine current turbines in uniform flow** Karaalioğlu M.S.,Bal Ş.
	4	**On Board Measurements of Exhaust Emissions from a Ferry Sailing at Marmara Sea** Ergin S.,Kalender, S.S.,Durmaz M.
	1	**Cost Impact of Green Ship Requirements** Alkan A.D.
	30	**Sıfır Emisyonlu Yenilenebilir Enerji Üreten Yelkenli Bir Tekne İçin Sualtı Türbin Tasarımı** Alvar,M., Ekinci S.,Talay A.
12:40 - 14:00 YEMEK ARASI / LUNCH		
Session 3 / 14:00 - 15:20		**Chair: Prof.Dr.Ahmet Dursun Alkan**
1	86	**Resistance reduction studies by means of increasing the beam with waterline parabolization** Danışman D.B.,Gören Ö.,Çalışal S.
	25	**Effect on resistance by changing form at small crafts** Babacan B.
	78	**Numerical investigation of submarine tail form and length to breadth ratio on the hull efficiency** Özden Y.A.,Çelik F.
	49	**Computational Investigation of the Effect of the Trailing Edge Serrations on the Acoustic Self-Noise of an Airfoil** Aydın Ç.,Ünal U.O.
	34	**Gemilerin Denizde Konfor Değerlendirme Metotlarına Genel Bir Bakış** Çakıcı F., Alkan A.D.
15:20 - 15:40 KAHVE ARASI / COFFEE BREAK		
Session 4 / 15:40 - 17:00		**Chair: Prof.Dr.Şakir Bal**
1	36	**Sayısal akışkanlar dinamiğinde yüksek başarımlı hesaplama: 3 boyutlu kapak etkili hücre içi akışı** Yurtseven A.,Çoşgun T.,Vardar N.
	32	**Bir su altı aracının sevk performansının sayısal olarak incelenmesi** Delen C.,Sezen S.,Bal.Ş.
	69	**Quantifiying the Air Flow Distortion Around Anemometer Sites on a Catamaran** Güngör Ş.,Karadeniz Z.H.
	33	**Tip vortex index (TVI) technique for inboard propeller noise estimation** Sezen S.,Doğrul A.,Bal.Ş.
	31	**Numerical investigation of scale effects on maneuvering coefficients of DTMB 5415** Duman S.,Bal Ş.
17:00 - 17:20 KAHVE ARASI / COFFEE BREAK		
17:20 - 18:00		
1	56	**Marmara Denizi'nde sefer yapan bir yolcu gemisinin bakım/onarım aşamasında yeşil gemi konsepti perspektifinde atık yönetimi incelemesi** Azizler Y.Y.,Bilgili L.,Çelebi U.B.
	61	**Çanakkale ve İstanbul Boğazlarından Geçen Türk Bayraklı Kimyasal Tankerlerin Emisyon Ölçümü** Kocaman Y.,Bilgili L.,Çelebi U.B.,Ünlügençoğlu K.
18:00 - 18:20 KAPANIŞ / CLOSING		

09.12.2016 CUMA / FRIDAY

Session 5 / 14:00 - 15:20		**Chair: Prof.Dr.Selma Ergin**
Salon 2	73	**Bir Yük Gemisinin Balast Operasyonunun Ekonomik ve Ekolojik Analizi** Başhan V.,Sönmez H.İ.,Gonca G.
	67	**Gemilerin sevk sisteminde kullanılabilen bir gaz türbininin termo-ekonomik performans analizi** Özsarı İ.,Gonca G.
	75	**Energy Efficiency Optimization on Centrifugal Pumps: A Content Analysis** Yüksel O.,Köseoğlu B.
	53	**Evaluation of Ship Sourced Carbon Dioxide Emissions in Samsun Port, Turkey** Alver F.,Saraç B., Nacak C.,Şahin Ü.A.
15:20 - 15:40 KAHVE ARASI / COFFEE BREAK		
15:40 - 17:20		
2	5	**Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycle For Waste Heat Recovery System of a Ship** Akman M.,Ergin S.
	81	**Denizcilik sektöründe sera gazı emisyonları hakkında gelişmeler** Talay C.Y.,Tüter M.K.
	82	**Gemi atık yönetimi ve atık yakma ünitelerinin teknik standartları üzerine bir çalışma** Yapıcı M.,Vardar N.
	6	**An investigation on the implementation of ERP systems in the shipyards** Turan E.,Güler A.S.
	83	**Balast suyu yönetimi sözleşmesinin etkileri** Öztekin, A.S.

ADRES / VENUE:

Pîrî Reis Üniversitesi Deniz Kampüsü Konferans Salonu / Pîrî Reis University (PRU) Deniz Campus Congress Hall
Address: Postane Mahallesi, Eflatun Sk. No:8, 34940 Tuzla, ISTANBUL
Transportation details are given https://www.gmo.org.tr/GMO-SHIPMAR

ANAHTAR KELİMELER DİZİNİ

Acoustic 489, 531
Ağır Dizel Motorları 45
Air Flow Distortion 771
Air Pollution 709
Air Quality 745
Airfoil 531
Akuakültür 583
Anahtar Kelime 819
Analytic Hierarchy Process 249
Ansys-Aqwa 375
Arıtma Sistemi 797
Arıtma Sistemleri 681
Atık Yakma Kazanı 671
Balast 681
Balast Pompası 659
Balast Suyu 641, 797
Balıkçı Gemileri 299
Balıkçı Gemileriyle ilgili Mevzuat. 299
Balıkçılık 703
Ballast Tanks 647
Ballast Water Convention 797
Ballast Water Management 797
Bawat 641
Beowulf Kümelenmesi 509
Black Sea 375
Block Assembly 181
Boundary Element Method 765
Boya 261
Çanakkale strait 710
Catamaran 771
Catenary-Moored 375
Cavitation 765
CCM 201
Çevre 313
Çevre Kirliliği 233, 641
CFD 459, 563, 771
Çizelgeleme Problemi 163
Climate change 637
CNG/LNG Yakıtları 45
CO2 595
CO2 Emission 745
Coaster Ship 189
Coating 243
Computational Fluid Dynamics 337, 459
Computer Code 79
Container Ships 595
CONWIP 109
Corrosion 243
Cost Analysis 729
Cost Impact 637
CPM 201
Critical Path 123
Dalga Enerjisi 523
Dalga Enerjisi Dönüştürücüsü 523
Dalga Karakteristiği 523
Dalıp-Çıkma 523
Dam Break Problem 135
Darpa Suboff 475
Değişken 523
Deneysel Akışkanlar Dinamiği 609
Deniz Kazaları 299
Deniz Taşımacılığı 267
Denizaltı 609
Denizcilik 313, 501, 583
Design of An Axial Impeller 563
Diesel Engine Cycle 79
Diesel Engines 13
Direnç 475
Dizel Ve Otto Çevrimleri 45
Dönen Disk Teorisi 475
Dtmb 5415 459
Dtmb4119 475
Duba Formu 523
Edge Effect 321
Egzoz 735
Ekonomik Balast Operasyonu 659
Emission measurement 709
Emisyon 659
Emisyon Azaltma Teknolojileri 729
Emisyon Raporu 65
Energy Efficiency 595
Enerji Verimliliği 781
Engine Performance Characteristics 79
Engine Room 337
Erection 181
Exhaust Thermal Management 13
Ferry 709
Fluent 321
Friction Stir Processing 753
Fuel Efficiency 627

Fuel Saving 595
Gaz Türbinleri 1
Gemi 735
Gemi Atıkları 671
Gemi Çizelgeleme 267
Gemi Dizel Ana Makineleri 27
Gemi Dizel Makinesi 729
Gemi Hareketleri 501
Gemi Kazaları 313
Gemi Rotalama 267
Gemi Üretiminde Planlama 201, 217
Green Port Performance 249
Green Ship 637
Had 475
Hard Chine 393
Hata Modu ve Etkileri Analizi 549
Hata Tolerans Kontrolü 549
Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği 439, 509, 609
Hidrodinamik Tasarım 475
High Speed 393, 563
High Speed Cavitation Tunnel 563
High Speed Crafts 627
Hull 393
Hull Form Optimization
Hydrodynamic Accelerations 151
İkinci Nesil Stabilite Kriterleri 95
Imo 729
Imo Pspc 243
Impact 151
Impact Toughness 753
Imu Device 151
Inflatable Boats 151
İnsan Konforu 501
Interceptors 627
Invasive Species 647
ISM Kod 27
İstanbul strait
İstatistiksel Analiz 313
İtme Azalması 609
İyileştirme 735
İz Katsayısı 609
İzleme Planı 65
Kapak Etkili Hücre Akışı 509
Kaynak 261
Koniklik Açısı 609
Konteyner 233
Konteyner Limanı 163
Kontrol 797
Konvansiyonu 797
Kritik Zincir Metodu 217
Lifting Surface Method 489
Lineer Olmayan 759
Literatür Taraması 201
Low Carbon Steel 753
Magnus Etkisi 549
Main Dimensions 189
Maliyet Analizi 729
Maneuvering Coefficients 459
Manyetik Alan 523
Marine Current Turbine 765
Marine Diesel Engine 709, 717, 729
Marpol 671, 729
Marpol 73/78. 671
Midye Hasat Gemisi 583
Model Testing 627
Momentum Kanat Elemanı Yöntemi 439
Monte Carlo Simulation 123
“Mr-Process” Yanma Mekanizması 45
Noise 279
Non-Fatal 289
Nox Emisyonu 729
Oblique Towing 459
Occupational Accidents 289
Oil Spill 687
Optimizasyon 163
Optimizasyon Tekniği 781
Organic Rankine Cycle 717
Ortech Marine 45
Paralel Hesaplama 509
Parametrik Yalpa 95
Parametrik Yalpa Hareketi 759
Pastörize 641
Performans Analizi 703
Performans Optimizasyonu 1
Pert 201
Planing 393
Planlı Bakım Sistemleri 27
Port Management 249
Proje Yönetimi 217
Pull System 109
Push System 109

Raspa 261
Resistance Prediction 393
Response Techniques 687
Risk 123
Rıhtım Vinci 163
Root Mean Square 151
Safety 289
Samsun Port 745
Santrifüj Pompa 781
Savitsky 393
Sayısal Analiz 509
Scale Effects 459
Sediment 797
Sediment Accumulation 647
Self-Noise 531
Sera Gazı Emisyonları 65
Serration 531
Sevk Performansı 475
Ship 181, 647, 745
Ship Emissions 709
Ship Production Planning 123
Ship Resistance 627
Shipbuilding 109
Shipyard 289
Short-Sea Transportation 189
Simulation Models 79
Slipway 181
Soğutma Sistemi 703
Sözleşme 681
SPH Method 135
Stabilite 759
Static PMM 459
Structure 647
Su Ürünleri 583
Sualtı Türbini 439
Superstructure Shape 321
Sustainability 249
Susturucu 735
Tanker 687
Tanker Based Fpso 375
Tanker Taşımacılığı 233
Technology 687
Tekne Verimi 609
Termo-Ekonomi 1
Tersane Emisyon ve Atıkları
Thermodynamic Analysis 717
Time Integration Schemes 135
Tip Vortex Index 489
Trailing-Edge 531
Tugboat 279
Turbine Exit Temperature 13
Turbulence 337
Turkey 249, 289
Underwater Noise 489
Uygulama 681
Variable Valve Timing 13
Ventilation 337
Vibration 279
Vibration Dose Value 151
Waste Heat Recovery 717
Waterline Parabolization
Wave Deformation 459
Wave Resistance 349
Wind Resistance 321
Work in Process 109
Xflow 321
Yalpa Sönümleyici Sistem 549
Yenilenebilir Enerji 439
Yetiştiricilik 583
Yük Gemisi 659
Yüksek Performanslı Küme Bilgisayar 509
Zafiyet Kriterleri 95

YAZAR ADI DİZİNİ

Akman, M. 717
Aktarer, S.M. 753
Akyıldız, H. 549
Alkan, A. D. 45, 501, 637
Alptimur, B. 109
Altın, İ. 729
Alvar, M. 181, 439
Alver, F. 745
Andreasen, K. 641
Arıkan Özden, Y. 609
Atak, Ü. 299
Avcı, A. G. 151
Avşar, H. 735
Aycı, T. 289
Aydın, Ç. 531
Azizler, Y.Y. 261
Babacan, B. 393
Bal, S. 459, 475, 489, 765
Barlas, B. 151, 189, 289
Başaran, H.Ü. 13
Başhan, V. 659
Bayraktar, S. 337
Bayram, H.B. 233
Bertram, V. 595
Bilgili, L. 261
Bilgili, L. 583, 811
Bitiktaş, F. 163
Bucak, U. 249
Çakıcı, F. 501
Çalışal, S.M.
Çelebi, U.B. 261, 811
Çelik, F. 609
Çopuroğlu, H.İ. 321
Çoşgun, T. 509
Danışman, D.B. 647
Danışman, İ.K. 313
Delen, C. 475
Demir, Ö. 279
Dogrul, A. 489
Duman, S. 459
Duranay, A. 523
Durgun, O. 79
Durmaz, M. 709
Ekinci, S. 439
Ergin, S. 709, 717
Erginer, K.E. 27
Erkurtulmuş, S.A. 375
Ertürk Bozkurtoğlu, Ş.N. 647
Fışkın, R. 163, 267
Genç, Y. 181, 243
Ghassembaglou, N.
Göksu, B. 27
Gonca, G. 1, 659
Gören, Ö. 628
Güler, A.S. 759
Güneş, Ü. 703
Güney, C.B. 647
Güngör, Ş. 771
Helvacıoğlu, İ.H. 109
Helvacıoğlu, Ş. 189
Kafalı, M. 109, 123, 201, 217
Kafalı, M. 109, 123, 201, 217
Kalender, S. 709
Karaalioğlu, M.S. 765
Karadeniz, Z.H. 771
Karakurt, A.S. 703
Karatas, Ö. 45, 641
Karataş, Ü.
Kavurmacıoğlu, L. 739
Kılıç, A. 317, 313, 583
Kocaman, Y. 811
Köksal, Ç.S. 563
Kolukısa, D.C. 135
Kopuz, Ş. 735
Korkut, E. 563
Koseoglu, B. 687, 781
Köseoğlu, B. 781
Kükner, A. 349, 797
Kuleyin, B. 249
Ma, Z.Y. 753
Mamur, M.F. 353, 349
Mehdiyev, R. 45
Merdivenci, M.S. 151
Nacak, C. 745
Özbulut, M. 135
Özbulut, M. 135
Özkök, M. 123, 181, 243
Özsarı, İ. 1
Özsoysal, O.A. 13
Öztürk, D. 549

Peşman, E. 135, 321, 375
Peşman, E. 135, 321, 375
Purcek, G. 753
Şahin, K. 523
Şahin, Ü.A. 745
Şahin, Z. 79
Sakar, C. 687
Saraç, B. 745
Sarı, M. 583
Sekban, D.M. 753
Sezen, S. 475, 489
Sönmez, H.İ. 659
Talay, A. 439
Talay, C.Y. 65
Taşdemir, A. 595
Taşdemir, C. 279
Tasdemir, C. 337
Taylan, M. 95
Toz, A.C. 687
Turan, E. 759
Tüter, M.K. 65
Tuti, M. 79
Ünal, U.O. 531
Ünar, Ü. 45
Ünlügençoğlu, K. 811
Ünsan, Y. 123
Vardar, N. 509, 671
Vardar, N. 509, 671
Yaldız Öztekin, A. 681
Yalın, B. 267
Yapıcı, M. 671
Yasa, A.M. 797
Yonsel, F. 647
Yüksel, O. 781
Yurtseven, A. 509