

EDİTÖRDEN / EDITORIAL

Değerli Meslektaşlar ve Okurlar,

Dergimiz, odamız Gemi Mühendisleri Odası tarafından ilk sayısı Nisan 1955 tarihinde yayınlanan GEMİ MECMUASI, Nisan 1975 tarihli 59. sayısında GEMİ MÜHENDİSLİĞİ ve Ekim 2002 tarihli 157. sayısında GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ adı ile yayın sürecine devam etmektedir. GEMİ VE DENİZ TEKNOLOJİSİ Ekim 2016 tarihinden bu yana Türkçe ve İngilizce dillerinde yayın yapan hakemli uluslararası bir bilimsel dergi konumuna geçmiştir. Dergimizin uluslararası adı GMO JOURNAL OF SHIP AND MARINE TECHNOLOGY (GMO -SHIPMAR) olmuştur. Dergi elektronik ve kısıtlı sayıda kâğıt baskı olarak yayınlanacaktır.

61 yaşını tamamlayan bu dergiye katkı sağlamış olan tüm bilim insanları, üyelerimiz ve sektör mensupları yanında mevcut oluşuma katkı sağlayan dergi Editörler Kurulu, Yayın Komisyonu ve Oda Yönetimleri teşekkürle anılmaktadır.

GEMİ VE DENİZ TEKNOLOJİSİ; gemi, deniz teknolojisi ve deniz bilimleri kapsamında denizcilik sektörünü ilgilendiren araştırma, geliştirme ve sanayi uygulamaları alanında bilim insanları ve profesyonellerin hazırladıkları çalışmalarını bilimsel makale standartlarında yayınlamak, paylaşmak ve teşvik etmeyi amaçlar. GMO-SHIPMAR dergisi amaçladığı alanlarda uluslararası kabul görmüş indekslerde etkin olarak yer almayı hedefler.

Derginin kapsamını; gemi, deniz teknolojisini ve deniz bilimleri alanında dizayn, üretim, bakım-tutum, çevreye etkiler, sömür-denetleme, ulusal ve uluslararası standartlar ve kurallar, deniz taşımacılığı, insan kaynakları, eğitim-öğretim, işletme, ürün geri dönüşümü, çok disiplinli çalışmalar ve ilgili tarihî konuları ilgilendiren bilimsel makaleler oluşturur.

Bu sayımızda; gemi dizel makineleri, gemi hareketleri ve akışkan kaynaklı titreşimler hakkında toplam dört başarılı makale yayınlanmıştır.

GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ çalışanları olarak sizlerden alacağımız geribildirimlerin dergimizin kalite hedeflerini yakalamasında önemli bir yeri olacağını ifade eder esenlikler dileriz.

Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN
Baş Editör

Distinguished Colleagues and Readers,

The initial publication of this journal so-called as "SHIP MAGAZINE" was published in April 1955 by the Chamber of Naval Architects and Marine Engineers (GMO) of the Union of Chambers of Turkish Engineers of Architects (UCTEA). SHIP MAGAZINE had the contents of news, events and scientific papers in the area of naval architecture, marine engineering and ship industry published by 1975. The journal was renamed as "NAVAL ARCHITECTURE AND MARINE ENGINEERING" with the same content from the issue number 59 in 1975, and the journal received its current name as "SHIP & MARINE TECHNOLOGY" since October 2002. Starting from the present issue number 206, the journal SHIP & MARINE TECHNOLOGY has been nominated to be GMO JOURNAL OF SHIP AND MARINE TECHNOLOGY (GMO-SHIPMAR), an international peer-reviewed scientific journal in the field of ship and marine technology being published in both Turkish and English languages. The journal will be published electronically and also as a limited number of paper version.

Special thanks are devoted to all scientists, members and sector colleagues contributing to the this journal completing the 61th age, and Editorial Board and Editing Committee of the journal and GMO Management Boards are gratefully acknowledged.

GMO JOURNAL OF SHIP AND MARINE TECHNOLOGY journal aims to publish, share and promote studies of scientists, professionals in the work field of RTD, innovations and industrial applications in the concern of ship, marine technology and marine sciences using scientific paper standards. The objective of the journal is to be actively involved in the internationally recognized indexes in the areas aimed.

The scope of the journal constitutes the scientific articles concerning design, production, maintenance-repair, environmental impact, surveillance, national and international standards and regulations, maritime transport, human resources, education-training, operation, product recycling, multidisciplinary studies and historical issues in the the area of maritime technologies. In the current issue four interesting articles have been presented on marine diesel engines, ship motions and fluid-induced vibrations.

As the staff of GMO JOURNAL OF SHIP AND MARINE TECHNOLOGY we express our belief that the feedback we receive from you will be an important part of catching up with our quality objectives of the journal.

Best regards,

Prof. Ahmet Dursun Alkan PhD
Editor-in-Chief

Sahibi / Publisher:

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

İmtiyaz Sahibi/Owner

İlker CİVELEK

Baş Editör/Editor-in-Chief

Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN

Yardımcı Editör / Associate Editor

Yrd. Doç. Dr. Ömer Kemal KINACI

Editörler Kurulu / Editorial Board

Prof. Dr. Serdar BEJİ (İTÜ, TR)
Prof. Dr. Fahri ÇELİK (YTÜ, TR)
Prof. Dr. Mehmet ATILAR (Strath. Uni, UK)
Prof. Dr. Oral ERDOĞAN (PRÜ, TR)
Prof. Dr. Nurhan KAHYAOĞLU (PRÜ, TR)
Prof. Dr. Aykut ÖLÇER (WMU, SE)
Prof. Dr. Süleyman ÖZKAYNAK (PRÜ, TR)
Prof. Dr. Oğuz S. SÖĞÜT (İTÜ, TR)
Prof. Dr. Ahmet TAŞDEMİR (PRÜ, TR)
Prof. Dr. Giorgio TRINCAS (UniTS, IT)
Prof. Dr. Osman TURAN (Strath. Uni, UK)
Yrd. Doç. Dr. Emrah ERGİNER (DEÜ, TR)
Yrd. Doç. Dr. Emre PEŞMAN (KTÜ, TR)
Yrd. Doç. Dr. Bekir ŞENER (YTÜ, TR)
Yrd. Doç. Dr. Uğur Oral ÜNAL (İTÜ, TR)
Dr. Serkan TÜRKMEN (Newcastle Uni, UK)

Yayın Komisyonu / Editing Committee

Boran MERT
Ömer GÜL
Çağrı Burak YILDIRIM
Fatih YILMAZ
Salih BOSTANCI
Pelin YILMAZCOŞAR

Yayın Danışma Kurulu / Advisory Board

Sekreteryaya / Secretaria : Salih BOSTANCI

Dergi Personeli / Staff : Hilal GEYLANI
Zeynep DERE

Yönetim / Management

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

Yayın Türü / Publication Type / Sayı / Number

Sürekli Yayın (3 Aylık) / Periodical, 3 months
Sayı / Number : 206

Basıldığı Yer ve Tarih / Printed in / Date

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

ISSN 1300-1973

Baskı Tarihi / Date of print : Aralık 2016
Baskı Sayısı / Number of prints : 500 adet



GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ, TMMOB Gemi Mühendisleri Odası'nın 3 ayda bir yayınlanan, üyelerinin meslekle ilgili bilgilerini geliştirmeyi, ulusal ve askeri deniz teknolojisine katkıda bulunmayı, özellikle sektörün ülke çıkarları yönünde gelişmesini ve teknolojik yeniliklerin duyurulmasını amaçlayan uluslararası hakemli bir bilimsel dergidir. Basın Ahlak Yasası'na ve Basın Konseyi ilkelerine kendiliğinden uyar. GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ'nde yayınlanan yazılardaki görüş ve düşünceler bunlara ilişkin yasal sorumluluk yazara aittir. Bu konuda GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ herhangi bir sorumluluk üstlenmez. Yayınlanmak üzere gönderilen yazılar ve fotoğraflar, yayınlansın ya da yayınlanmasın iade edilmez. GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ'nde yayınlanan yazılardan kaynak belirtmek koşulu ile tam ya da özet alıntı yapılabilir.

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

İÇİNDEKİLER / CONTENTS

Modelling the Effect of Intake Valve Closing Timing on Exhaust Thermal Management of a Turbocharged and Intercooled Diesel Engine

Hasan Üstün Başaran, Osman Azmi Özsoysal

3

Zorlanmış Yalpa Hareketi Yapan İki Boyutlu Cisimlerin Hidrodinamik Katsayılarının İnterpolasyonlu Parçacık Metodu ile Hesaplanması

Onur Ölmez, Murat Özbulut, Mehmet Yıldız, Ömer Gören

18

Lattice - Boltzmann Metodunun Gemi Hareketi Problemlerine Uygunluğu

Emre Peşman

40

Girdap Kaynaklı Titreşimler

Ömer Kemal Kınacı

51



GEMİ ve DENİZ TEKNOLOJİSİ
Naval Architecture & Marine Technology

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

Modelling the effect of intake valve closing timing on exhaust thermal management of a turbocharged and intercooled diesel engine

Hasan Ustun Basaran*, Osman Azmi Ozsoysal

*basaranha@itu.edu.tr

Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Istanbul Technical University

Abstract

Emissions from diesel engines have become recently a significant problem due to their positive effect on global-warming. There are strict restrictions on emissions and low-emission diesel engines nowadays are required to be developed. One of the solution for reduced-emission diesel engines is to utilize exhaust thermal management systems. However; these systems work efficiently mostly at temperatures above 250 °C and for diesel engines, especially at low speed and low load conditions, exhaust gas temperatures are not generally higher than 250 °C. That not only leads to inefficient aftertreatment systems, but also insufficient emission reduction. Variable valve timing (VVT) can be used to achieve those high exhaust gas temperatures by changing the opening and closing timings of the intake&exhaust valves at any speed and any load. Therefore, the aim of this study is to try to increase the turbine exit temperature of a diesel engine above 250 °C at 2.50 bar brake mean effective pressure (bmep) and 1200 rpm engine speed condition by changing intake valve closing (IVC) timings. Diesel engine system is simulated by using Lotus Engine Simulation (LES) program. The model is then validated with experimental results. It is seen that exhaust gas temperatures can be raised higher than 250 °C for the studied particular engine loading case when IVC is advanced or retarded. The method results in fuel consumption saving in comparison to nominal valve timing by decreasing the required fuel injection rate for the constant engine loading. However, earlier and later closing of intake valve 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.

Variable valve timing (VVT) 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 (Gray, 1988), (Dresner&Barkan, 1989), (Ahmad&Theobald, 1989), (Leonard et al., 1991), (Stone et al., 1995), (Ozsoysal et al., 1995), (Lancefield et al., 2000), (Parvate-Patil et al., 2004), (He et al., 2008), (Deng&Stobart, 2009) and (Tomoda et al., 2010). However, in this study, particularly effect of VVT on exhaust thermal management is examined. Some of the previous studies related with this subject are briefly explained in the following paragraphs.

Honardar et al. (2011) investigate the effects of different ways (exhaust valve timing phase, main injection variation, post injection variation and throttle valve variation) to improve the exhaust temperature management on emissions, bsfc rise and external EGR requirements on diesel engines. It is asserted in the study that when exhaust valve phasing is advanced, exhaust temperature can be increased up to approximately 40 °C, but there is also 11 % bsfc growth in the system.

Wickström (2012) studies the use of VVA for improving the thermal management of exhaust gases especially at low load conditions in diesel engines. Different VVT strategies are tested in different engine loads on a single-cylinder research engine. Loading is kept constant while VVT is implemented. Early and late IVC result in higher exhaust temperatures with lower NO_x emissions, but greater fuel consumption (up to 11 %). Exhaust and intake valve phase shifts are also rising the exhaust temperature and cause a NO_x fall of up to 8 g/kWh, however, bsfc growth can go up to 25 g/kWh.

Gehrke et al. (2013) tested a single cylinder MAN D20 research engine in order to investigate the potential benefits of VVA on exhaust thermal management. When early IVC is applied, there is up to 60 °C exhaust temperature rise. But Particulate Matter (PM) and CO increase in the system and also a slight bsfc growth is seen. Same exhaust temperature rise and emission increase are observed for late IVC too. For the negative valve overlap (crank angle (CA) between IVO and EVC) case; although exhaust gas temperature gain can become up to 70 °C, bsfc and PM can go up rapidly for the high negative overlap values. Finally, for the earlier EVO, greater bsfc, PM and CO emissions are the penalties so as to climb the exhaust gas temperature more than 60 °C.

Roberts et al. (2014) search the effect of early EVO on exhaust temperature and fuel consumption growth for a constant torque operation in a turbocharged, charge cooled, exhaust gas recirculated (EGR) six cylinder Cummins diesel engine. The analysis claims that the method results in lower (max. 5 % decrease) brake thermal efficiency, BTE, (therefore, higher fuel consumption) at low speeds and high loads in order to increase the turbine out temperature. However, for high speeds and low loads, a lower (about 2 % decrease) BTE is required to raise the turbine exit temperature. In the study, 30 °C to 100 °C exhaust temperature increase is obtained by advancing EVO 90 CA from the nominal position and that proves early EVO as a useful method for exhaust thermal management.

Magee (2014) uses cylinder deactivation (CDA) and late IVC (LIVC) in order to raise the exhaust gas temperature above 250 °C for efficient thermal management in a diesel engine for different engine loading cases. It is shown in the study that when CDA and LIVC are applied together, exhaust temperature values at low loads can become higher than 250 °C for various operating speeds of the

diesel engine. Lower NO_x levels are yielded in the study, however, brake thermal efficiency cannot be increased significantly in the system.

Garg et al (2015) investigate the effects of early and late intake valve closing timings (EIVC&LIVC) on exhaust thermal management of a six-cylinder turbocharged&intercooled diesel engine. The engine loading is kept constant in the study and it is shown that turbine exit temperature (TET) can be increased to higher than 250 °C (more than 60 °C TET rise is obtained) for a low loading and low engine speed condition both with EIVC&LIVC timings. It is seen that TET is inversely proportional with the η_{vol} for either advanced or retarded IVC timings. It is also demonstrated in the study that EIVC&LIVC result in fuel-saving condition in comparison to nominal IVC timing due to the increase in open-cycle efficiency. However, this method causes to reduction in exhaust flow rate and it decreases the heat transfer from the exhaust flow to the catalyst substrate.

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 temperatures become lower than 250 °C which is insufficient for an efficient thermal 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

Diesel engine specifications and experimental data are explained first. Simulation model will be shown next.

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} and TET values) are obtained from Garg (2013). 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.

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, effect of IVC timings on diesel engine performance and exhaust gas flow rate can be examined.

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

Table 2. Experimental data of the diesel engine.

IVC Timing (CA)	η_{vol} (%)	TET (°C)
-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 is used for the simulation of the studied turbocharged&intercooled diesel engine (LES, 2013). The model is shown on Figure 1 below. 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.

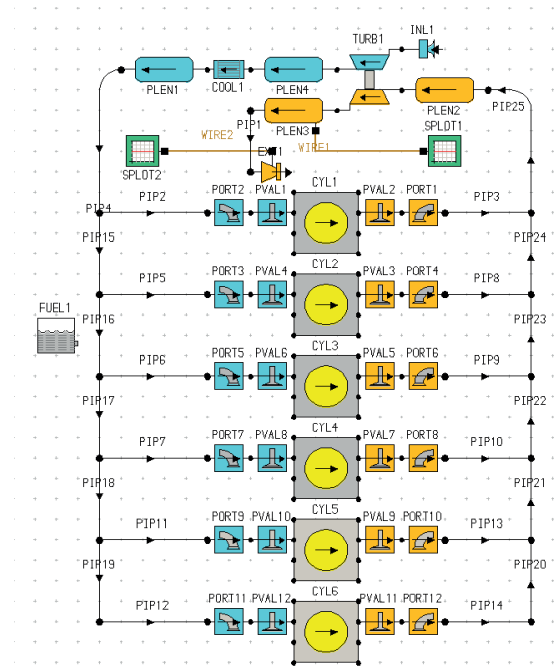


Figure 1. LES model of the diesel engine.

3. Mathematical formulations

3.1. Governing equations of gas flow

In the diesel engine simulation, one-dimensional model of pipe gas dynamics are applied for the gas flow in pipes. Conservation equations for mass, momentum and energy are solved for calculating the conditions within the pipe elements.

The governing equations (continuity, momentum and energy) for the 1-dimensional flow of a compressible fluid in a pipe with area variation, wall friction and heat transfer are (Winterbone, 2000):

$$\frac{\partial(\rho F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u F)}{\partial x} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho u F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p) F}{\partial x} - p \frac{dF}{dx} + \frac{1}{2} \rho u^2 f \pi D = 0 \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho e_0 F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h_0 F)}{\partial x} - q \rho F = 0 \tag{3}$$

The equations above can be shown in vector form as:

$$\frac{\partial(W)}{\partial t} + \frac{\partial F(W)}{\partial x} + C = 0 \tag{4}$$

where,

$$W = \begin{bmatrix} \rho F \\ \rho u F \\ \rho e_0 F \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$F(W) = \begin{bmatrix} \rho u F \\ (\rho u^2 + p) F \\ \rho u h_0 F \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 \\ -p \frac{dF}{dx} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \rho G f \\ -q \rho F \end{bmatrix} \quad (7)$$

The two-step Lax-Wendroff (Richtmyer) is used to solve the governing equations above. The formulas for solution can be expressed with the following equations below:

$$W_i^{n+1} = W_i^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} (F_{i+1/2}^{n+1/2} - F_{i-1/2}^{n+1/2}) - \frac{\Delta t}{2} (C_{i+1/2}^{n+1/2} + C_{i-1/2}^{n+1/2}) \quad (8)$$

$$W_{i-1/2}^{n+1/2} = \frac{1}{2} (W_i^n + W_{i-1}^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x} (F_i^n - F_{i-1}^n) - \frac{\Delta t}{4} (C_i^n + C_{i-1}^n) \quad (9)$$

$$W_{i+1/2}^{n+1/2} = \frac{1}{2} (W_{i+1}^n + W_i^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x} (F_{i+1}^n - F_i^n) - \frac{\Delta t}{4} (C_{i+1}^n + C_i^n) \quad (10)$$

3.2. Calculation of performance parameters

Diesel engine performance parameters in LES are calculated with the following equations below (Heywood, 1988)&(Pearson et al., 2002).

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

$$bmeP = imeP - fmeP \quad (11)$$

Sandoval&Heywood engine friction model is used to obtain the friction mean effective pressure (fmeP) shown in formula (11) above (Sandoval&Heywood, 2003).

Indicated mean effective pressure (imeP) is calculated with:

$$imeP = \frac{W_\varepsilon}{V_d} \quad (12)$$

In the equation 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:

$$W_c = \int p dV \quad (13)$$

Displaced volume, V_d , is obtained with the following equation:

$$V_d = S(\pi B^2 / 4) \quad (14)$$

where S and B are engine stroke and cylinder bore.

The brake power, P_e (kW), and torque, τ_e (Nm), are calculated with the equations given below:

$$P_e = \left(\frac{bmep V_d N Z}{n_r, 60} \right) \quad (15)$$

$$\tau_e = \left(\frac{10^3 P_e}{\omega} \right) \quad (16)$$

where N is engine speed (rpm) and Z is the cylinder numbers. Also, 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:

$$\omega = 2\pi N / 60 \quad (17)$$

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

$$bsfc = \dot{m}_f / P_e \quad (18)$$

where \dot{m}_f shows the fuel mass flow rate (g/h). The brake thermal efficiency and volumetric efficiency of the system are found with:

$$\eta_{th} = \left[\frac{3600 P_e}{Q_{LHV} \dot{m}_f} \right] \quad (19)$$

$$\eta_{vol} = \left[\frac{2 \dot{m}_{ia} 10^3}{30 \rho_{ia} V_d N} \right] \quad (20)$$

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/m³) which is calculated by using the ideal gas law:

$$\rho_{ia} = \left[\frac{10^3 p_{ia}}{RT_{ia}} \right] \quad (21)$$

3.3. In-cylinder calculations

The conditions within cylinder are calculated at each crank angle by solving the energy equation (Benson, 1982):

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{dB}{dt} - \frac{dW}{dt} = \frac{dE}{dt} + \sum \delta H \quad (22)$$

In the equation 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 internal energy.

3.4. Combustion system

A single zone heat release model is applied to the system. The combustion rate is determined by two-part Wiebe function (Watson&Pillely, 1980). The Wiebe function defines the mass fraction burned as:

$$m_{frac} = 1.0 - \exp^{-A\left(\frac{\theta}{\theta_b}\right)^{M+1}} \quad (23)$$

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:

$$m_{frac,premixed} = 1.0 - \left[1.0 - \left(\frac{\theta}{\theta_b}\right)^{C_1} \right]^{C_2} \quad (24)$$

and for diffusion combustion period, it is:

$$m_{frac,diffusion} = 1.0 - \exp^{-A\left(\frac{\theta-\Delta}{\theta_b-\Delta}\right)^{M+1}} \quad (25)$$

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

$$m_{frac} = \beta(m_{frac,premixed}) + (1 - \beta)(m_{frac,diffusion}) \quad (26)$$

In the equations above, C_1 and C_2 are coefficients in Watson&Pillely equation. β and Δ are the fraction of premixed combustion to total combustion and delay angle between premixed and diffusion combustion values. Typical values for a turbocharged DI diesel engine are given as $A=10.0$, $M=0.4$, $C_1=2.0$, $C_2=5500$, $\beta=0.05$ and $\Delta=0.0$.

3.5. Heat transfer

In LES, heat transfer can be modeled with Annand, Woschni and Eichelberg formulations. Annand heat transfer model is chosen in the simulation for the cylinders.

The connective heat transfer model defined by Annand can be stated as (Annand, 1963):

$$\frac{hD_{cyl}}{k} = ARe^B \quad (27)$$

In (27); h is heat transfer coefficient (W/m²K), 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:

$$\frac{dQ}{A} = h(T_{gas} - T_{wall}) + C(T_{gas}^4 - T_{wall}^4) \quad (28)$$

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

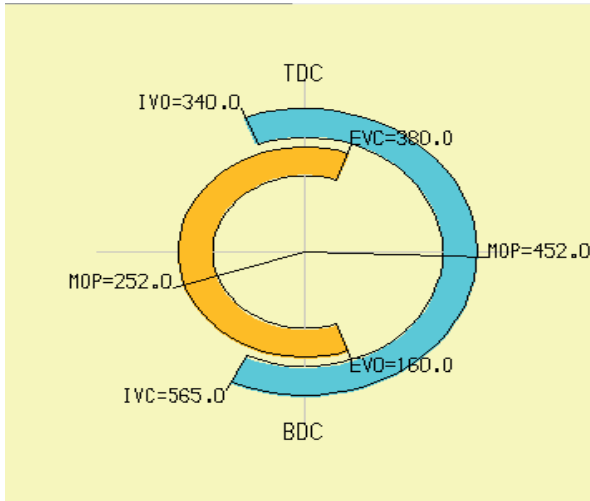
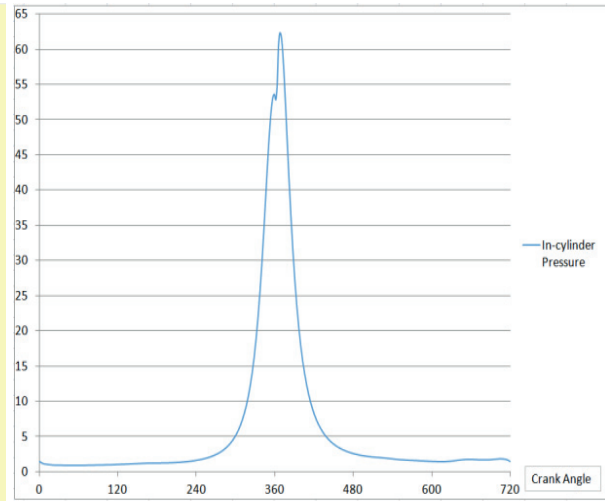
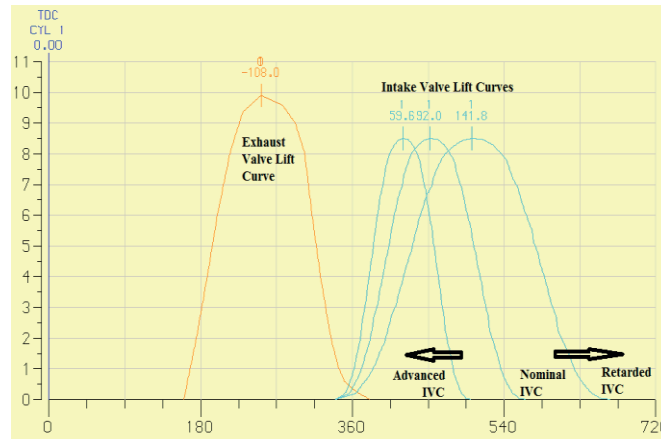
Technical data stated in Table 1 are inserted into the simulation specifications. However, some other input variables are required in the program and these values are taken as appropriately in order to achieve the experimental data in Table 2.

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 seen in Figure 1 are put on the model for TET (°C) 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.

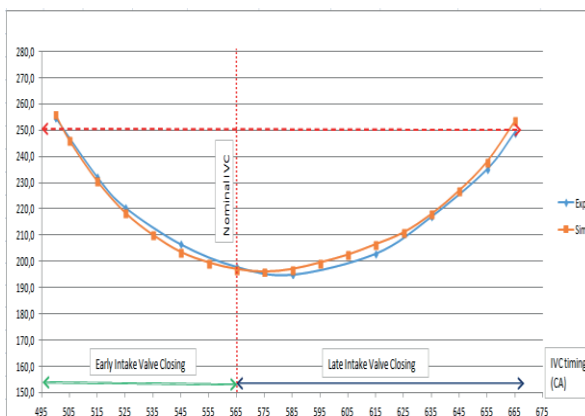
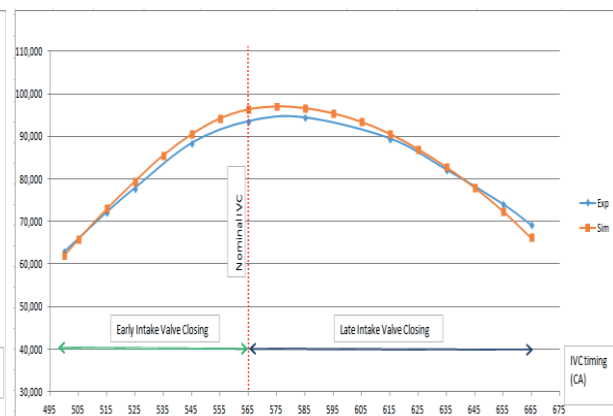
Maximum valve lifts for inlet and outlet valves are 8.5 mm and 9.90 mm. Also nominal valve timings for the simulation are given below on Figure 2.

When these nominal valve timing, valve maximum lift and other required parameters above are taken, the variation of the in-cylinder pressure (bar) through a cycle (0 CA to 720 CA) is obtained as shown on Figure 3 below. This pressure variation is valid for IVC565 and it is sufficient to produce 2.50 bar engine loading at 1200 rpm.

The experimental results on Table 2 are yielded via changing IVC timings as shown on Figure 4 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 2. Nominal valve timings of the simulation.

Figure 3. In-cylinder pressure (bar) variation.

Figure 4. 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 5 and Figure 6 below.


Figure 5. TET (°C) comparison between sim & exp.

Figure 6. η_{vol} (%) comparison between sim & exp.

As it is seen from Figures 5&6, simulated TET and volumetric efficiency values are generally compatible with the experimental data for 2.50 bar bmep and 1200 rpm. 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 195 °C to more than 250 °C. Early and late IVC are both beneficial. Advancing IVC timing 65 CA from the nominal value can result in 60 °C 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 (Dembinski&Lewis, 2009), (De Ojeda, 2010), (Modiyani, 2010).

5. Effect of IVC on diesel engine performance

As explained on the previous section that IVC is definitely practical for reaching higher than 250 °C TET and hence more efficient exhaust thermal management. However, as seen on Figure 6 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 5 and Figure 6 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 250 °C 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 7.

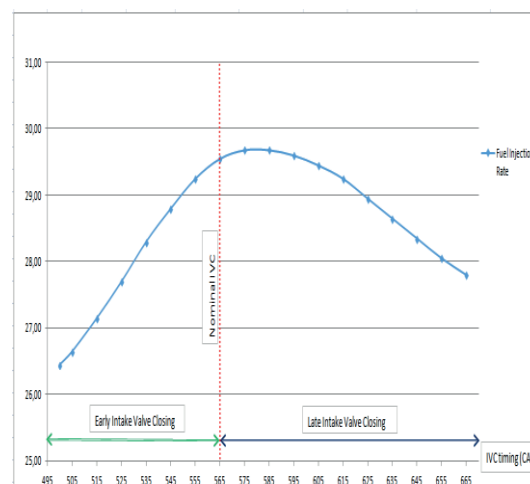


Figure 7. Fuel injection rate (mm^3/inj) change with IVC.

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 the same IVC timing alterations must be analyzed below on Figures 8&9.

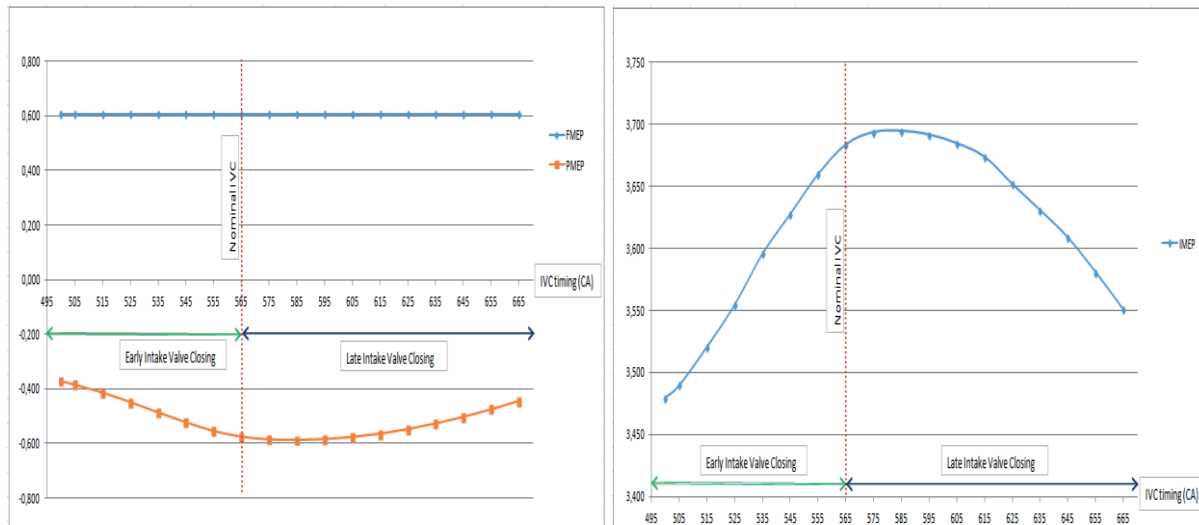


Figure 8. FMEP (bar) & PMEP (bar) change with IVC. **Figure 9.** IMEP (bar) change with IVC.

As it is seen from the figures above, FMEP is not affected significantly but PMEP is decreasing for earlier and later IVC timings. That means there is lower pumping loss during the cycle. This stems from the reduction of air flow through the engine which is evident from the decrease of volumetric efficiency demonstrated in Figure 6. Therefore, lower IMEP is needed to reach 2.50 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 250 °C 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 10 below. Similar to volumetric efficiency, it drops sharply too.

Decreased exhaust flow rate causes to 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.

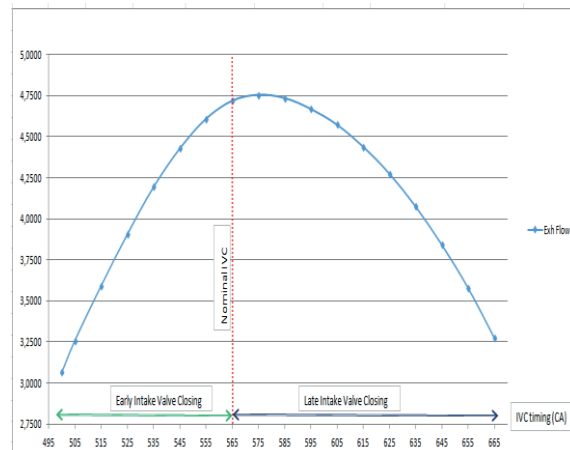


Figure 10. Exhaust flow (kg/min) change with IVC timings.

6. Conclusion

In this study, effect of earlier and later closing of intake valve 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 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.

References

- Ahmad, T. & Theobald, M. A. (1989). A survey of variable valve actuation technology. SAE Paper no. 891674.
- 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, 1963.
- Benson, R. S. (1982). The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines (Volume 1), Clarendon Press, 1982.
- De Ojeda, W. (2010). Effect of variable valve timing on diesel combustion characteristics. SAE Technical Paper no. 2010-01-1124.

Dembinski, H., Lewis, C. (2009). Miller-cycle on a heavy duty diesel engine. Master Thesis MMK 2009:1, KTH, Stockholm.

Deng, J. & Stobart, R. (2009). BSFC investigation using variable valve timing in a heavy duty diesel engine. SAE Paper no. 2009-01-1525.

Dresner, T. & Barkan, P. (1989). A review and classification of variable valve timing systems. SAE Paper no. 890674.

Garg, A. (2013). Exhaust thermal management using intake valve closing timing modulation. Master Thesis, Purdue University, West Lafayette, IN.

Garg, A., Magee, M. et al. (2015). Fuel-efficient exhaust thermal management using cylinder throttling via intake valve closing timing modulation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. June 15, 2015.

Gehrke, S., Kovacs, D., Eilts, P., Rempel, A. & Eckert, P. (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.

Gray, C. (1988). A review of variable engine valve timing. SAE Paper no. 880386.

He, X., Durrett, R. P. & 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.

Heywood, J. B., (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, New York.

Honardar S, Busch H, Schnorbus T, Severin C, Kolbeck A & Korfer T (2011). Exhaust temperature management for diesel engines assessment of engine concepts and calibration strategies with regard to fuel penalty. SAE paper 2011-24-0176, 2011, pp.4-13.

Lancefield, T. et al. (2000). The application of variable event valve timing to a modern diesel engine. SAE Paper no. 2000-01-1229.

Leonard, H. J., Stone, C. R. & Charlton, S. J. (1991). Parametric investigation of variable valve timing applied to a turbocharged diesel engine. SAE Paper no. 910453.

Lotus Engineering Software (LES) (2013). Lotus Engine Simulation User's Guide. Lotus Engineering, Hethel, Norfolk.

Magee M. (2014). Exhaust thermal management using cylinder deactivation. Master Thesis, Purdue University, West Lafayette, IN.

Modiyani, R., Kocher, L. 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, 2010.

Ozsoysal, O. A., Sögüt, 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.

Parvate-Patil, G. B., Hong, H. & Gordon, B. (2004). Analysis of variable valve timing events and their effects on single cylinder diesel engine. SAE Paper no. 2004-01-2965.

Pearson, R. J., Bassett, M. D., Fleming, N. P., and Rodemann, T. (2002). Lotus Engineering software – an approach to model-based design; Hethel, Lotus Engineering.

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, 2014.

Sandoval, D. & Heywood, J. B. (2003). An improved friction model for spark-ignition engines. SAE Paper no. 2003-01-0725.

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 1995 209:297.

Tomoda, T. & Ogawa, T. et al. (2010). Improvement of diesel engine performance by variable valve train system. International Journal of Engine Research, 2010, 11: 331.

Watson, N. & Pilley, A.D., (1980). A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation. SAE Paper 800029.

Wickström A. (2012). Variable valve actuation strategies for exhaust thermal management on a HD diesel engine. Master Thesis, KTH Industrial Engineering and Management, Stockholm, 2012.

Winterbone, D. E. & Pearson, R. J. (2000). Theory of engine manifold design – Wave action methods for IC Engines. Professional Engineering Publications, London.

Zorlanmış yalpa hareketi yapan iki boyutlu cisimlerin hidrodinamik katsayılarının interpolasyonlu parçacık metodu ile hesaplanması

Onur Ölmez^{1,2}, Murat Özbulut³, Mehmet Yıldız⁴, Ömer Gören^{1*}

*ogoren@itu.edu.tr

¹ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi

² Deniz Araçları Daire Başkanlığı, Savunma Sanayi Müsteşarlığı

³ Mühendislik Fakültesi, Piri Reis Üniversitesi

⁴ Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Sabancı Üniversitesi

Özet

Su yüzeyinde salınım yapan cisimlerde meydana gelen hidrodinamik kuvvetlerin ve momentlerin tahmini için birçok analitik, deneysel ve sayısal çalışma yapılmaktadır. Bu çalışmada, sayısal yöntemlerden biri olan İnterpolasyonlu Parçacık Hidrodinamiği (Smoothed Particle Hydrodynamics) kullanılarak zorlanmış yalpa hareketi yapan 2-Boyutlu cisimlere ait ek-su kütlesi ve sönüm katsayıları için bir hesaplama altyapısı geliştirilmiş ve elde edilen sonuçların literatürde yer alan diğer sonuçlar ile mukayesesi yapılmıştır. İnterpolasyonlu Parçacık Hidrodinamiği (İPH) yönteminin uygulamasında değişik algoritmalar kullanılmakta olup, bu çalışma çerçevesinde geliştirilmiş bilgisayar programı temelinde, Yapay Viskozite Terimi'ni (Artificial Viscosity Term) içeren Euler Hareket Denklemi ve Süreklilik Denklemi, Zayıf Olarak Sıkıştırılabilir İPH Yaklaşımı (WCSPH) yardımı ile çözmektedir. Geliştirilmiş olan bilgisayar kodunda; WCSPH kullanımında basınç değerlerinin değişimini düzenleyen Yoğunluk Düzeltmesi (Shephard Filtering) ile Özbulut (2013a) tarafından geliştirmiş olan Birleşik Serbest Su Yüzeyi ve Suni Parçacık Ötelemesi çözüm algoritması kullanılmıştır. Ayrıca problem sınırlarının eğik olduğu durumlarda ise çözüm algoritması içinde parçacıkların çözüm bölgesine daha homojen dağıtılmasına yarayan Colagrossi ve diğerleri (2012) tarafından geliştirilen Parçacık Paketleme Algoritması (Particle Packing Algorithm) kullanılmıştır. Herhangi bir ağ sistemine ihtiyaç duymayan ve Lagrange temelli doğası ile parçacıkların her birinin çözüm süresi boyunca yoğunluk, basınç, hız, vb. kinematik ya da dinamik büyüklüklerinin takibine dayanan İPH yönteminin kullanılması ile elde edilen hidrodinamik katsayıların, literatürde yer alan diğer sayısal yöntemlere oranla deney sonuçlarına daha yakın değer verdiği gözlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Yalpa hareketi, hidrodinamik katsayılar, interpolasyonlu parçacık hidrodinamiği, sönüm katsayısı, ek-su kütlesi.

1. Giriş

Dünya ticaretinin %90'ının deniz yolu ile gerçekleştirildiği, savunma sanayi harcamalarının %30'una yakının deniz platformlarına yapıldığı düşünüldüğünde deniz taşıtlarının ticari, askeri ve mali olarak ne kadar önemli olduğu ortaya çıkmaktadır. Ülkelerin savunmasında, ticari faaliyetlerinde ve mali

döngüsünde bu denli önemli unsurlar olan deniz taşıtlarının kendilerinden beklenen görevleri her türlü hava ve deniz şartlarında yerine getirebilmesi gemilerin denizciliği kavramı altında irdelenebilir. Gemilerin denizciliğini, her türlü sert deniz ve hava koşulunda can ve mal güvenliğini sağlayacak şekilde hız ve rotasını muhafaza ederek seyrebilmesi ve tasarım amacına uygun olarak kendisinden beklenen görevleri yerine getirebilmesi şeklinde tanımlayabiliriz (Sabuncu, 1983). Falzarano ve diğerleri (2015), Yılmaz (2008), Himeno (1981) gibi birçok araştırmacı tarafından en kritik hareket olarak tanımlanan yalpa hareketinin personel, yolcu, teçhizat ve platform üzerinde olumsuz etkileri bulunmaktadır.

Yalpa hareketinin başlıca etkileri,

- (a) Yaşanılabilirlik şartlarının ve konforun bozulması,
- (b) İşletim ve çalışma koşullarını etkilemesi,
- (c) Tam dolu olmayan tanklarda meydana gelen çalkantı olayına neden olması,
- (ç) Kargo, bağlama donanımlarına gelen ek yükler nedeni ile yük kayması ve yük kayıplarına neden olması,
- (d) Geminin tehlikeli yalpa açılarında maruz kalması veya alabora olma riski,

olarak sayılabilir.

Yalpa hareketinin tahmini ise gemi inşa mühendisleri ve araştırmacılar için günümüzde dahi halen önem arz eden bir iştir. Hâlihazırda mevcut olan analitik ve sayısal uygulamaların birçoğu ya tam doğru sonuç verememektedir ya da günlük mühendislik uygulamalarında kullanılmayacak kadar emek ve zaman istemektedir. Günümüzde yalpa hareketinin kestiriminde analitik çalışmalar, sayısal modeller, deneysel uygulamalar veya bunların kombinasyonları kullanılmaktadır.

Yalpa hareketi ile ilgili ilk çalışmalar W. Froude (1861) tarafından yapılmıştır. Froude yalpa sönümünü lineer ve kuadratik hız bağımlısı bir formda düşünmüş olup çalışmalarında dalga yüksekliği ve dalga dikliği terimlerinin, geminin yalpa hareketi üzerine etkilerini de araştırmıştır. Ayrıca çalışmasında tekne tasarımında geminin doğal frekansı ve gelen dalgaların frekansının göz önünde tutulması gerektiğini vurgulamış olup çalışmasında rezonans teriminin önemini belirtmiştir. Daha sonrasında yapılmış olan önemli çalışmalarını iki ayrı başlık altında toplayabiliriz.

Geçmişte yapılmış birçok analitik çalışmayı unutmadan sayısal alanda yapılan çalışmalara göz atılacak olursa, Discrete Vortex Method (DVM), Random Vortex Method (RVM) ve Reynold Avaraged Navier Stokes (RANS) metotları en popüler uygulamalar olarak karşımıza çıkmaktadır. Özellikle 1980'lerde daha yoğun olarak kullanılan DVM ve RVM ile çözümler bilgisayarların kapasitelerinin artması ile yerlerini RANS uygulamalarına bırakmışlardır. Günümüzde RANS metodu ağırlıklı olmak üzere birçok araştırmacı tarafından yalpa hareketindeki hidrodinamik katsayıların tespitine ilişkin çalışmalar yayınlanmaktadır. Bahsedilen metotlara ait çalışmalar arasında Yeung ve Vaidyanathan (1994) tarafından geliştirilmiş olan Free-Surface Random Vortex Method (FSRVM) ile İPH çalışmasının sonuçları karşılaştırılacaktır.

İkinci olarak deneysel çalışmalara göz atılacak olursa, Ikeda ve diğerleri (1978), Vugts (1968), Yeung ve diğerleri (1998)'nin çalışmaları ön plana çıkmaktadır. Ikeda tarafından 1970'lerin sonunda yapılan çalışmalar sonucunda sönüm katsayısının hesabı için ampirik bir formülasyon oluşturulmuştur. Sönüm katsayısını radyasyon, yüzey sürtünmesi, kaldırma, girdap yapma ve yalpa omurgası bileşenlerinden oluştuğuna yönelik oluşturulmuş formülasyon halen endüstride ve akademik camiada kullanılmaktadır. Vugts (1968)'un gemi hareketleri konusunda yapmış olduğu deneysel çalışmalar birçok araştırmacı için referans noktası teşkil etmiştir. Vugts yaptığı deneylerde daire, dikdörtgen (3 farklı B/T oranında), üçgen ve iki değişik boyutta Lewis formülü kesitlerdeki silindirler için yanal öteleme, dalıp-çıkma ve yalpa hareketlerini incelemiş ve hidrodinamik katsayılar ile ilgili geniş bir değerlendirme yapmıştır. Yeung ve diğerleri (1998)'nin California Üniversitesi'nin model havuzunda yapmış olduğu deneyler konu ile ilgili olarak yapılmış olan bir diğer değerli çalışmadır. Bu çalışmada cisim çevresinde oluşan moment, serbest su yüzeyinde oluşan dalga oluşumu, ek su kütlesi, sönüm katsayısının yanı sıra yanal öteleme hareketinin yalpaya etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca, deneysel sonuçların yanı sıra yalpa hareketine ilişkin sönüm ve ek su kütle atalet momenti katsayılarının hesaplanmasında kullanılan FSRVM sayısal modelinden elde edilen sonuçların karşılaştırması da yapılmıştır.

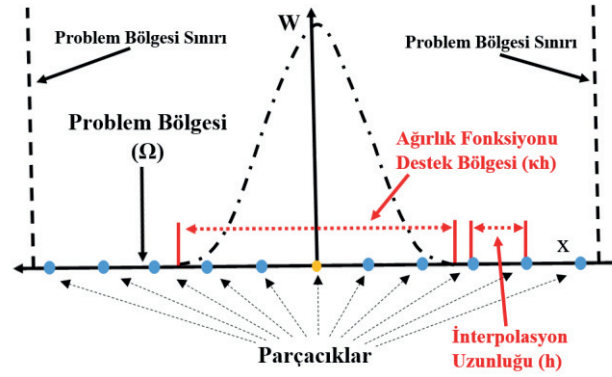
Bu çalışmada ise, yalpa hareketine ait hidrodinamik katsayıların İPH yöntemi ile hesaplanması amaçlanmış olup, elde edilen sonuçların literatürde yer alan diğer çalışmalar ile mukayesesi yapılmıştır. İPH yöntemi ilk olarak 1970 yılların sonunda astrofizik problemlerinin çözümünde Lucy, (1977) ve Monaghan ve Gingold, (1977) tarafından kullanılmaya başlanmış, daha sonra akışkan ve katı cisim problemlerine uygulanmıştır. Bu yöntem, 1990'lı yıllarda su altı patlaması, şok, biomekanik, çarpışma, çeşitli akışkan ve katı mekaniği problemlerinde kullanılmış olup günümüzde halen geliştirilmeye devam edilmektedir. İPH yöntemi, çözüm bölgesini oluşturan parçacıklarda yoğunluk, basınç, hız vb. kinematik ya da dinamik büyüklüklerinin zaman içerisindeki değişiminin takip edildiği Lagrange temelli bir yöntemdir. Yöntemin Özbulut ve diğerleri, (2013b ve 2014) tarafından serbest su yüzeyi deformasyonlarının yüksek mertebede non-lineer bir karaktere sahip olduğu şiddetli akış problemlerine başarı ile uygulanmasının ardından viskoz ve non-lineer etkilerin yüksek olduğu yalpa hareketinde uygulanmasına karar verilmiştir.

2. İPH metodu, denklemlere uygulanması ve sınır koşulları

Ağırsız sayısal yöntemlerden biri olan İPH metodu, temel olarak iki adımdan oluşmaktadır. İlk adım çekirdek yaklaşımı (kernel approximation) olarak adlandırılmaktadır. Çekirdek yaklaşımı; herhangi bir kinematik ya da dinamik büyüklüğün, çözüm bölgesi içerisinde dağıtılmış parçacıklara bir ağırlık fonksiyonu ile atanması şeklinde ifade edilir.

$$\begin{aligned} F_i &\cong \langle F(\vec{r}_i) \rangle = \int_{\Omega} F(\vec{r}_j) W(\vec{r}_j - \vec{r}_i, h) d\vec{r}_{ij} \\ &= \int_{\Omega} F(\vec{r}_j) W(\vec{r}_{ij}, h) d\vec{r}_{ij} \end{aligned} \quad (1)$$

(1) denkleminde $W(\vec{r}_{ij}, h)$ ağırlık fonksiyonudur ve Ω tanımlanmış problem bölgesindeki her parçacık için h interpolasyon uzunluğundaki (smoothing length) $d\vec{r}_{ij}$ hacim elemanına sahip diğer parçacıklara etki değerine sahiptir. “ h ” Dirac Delta fonksiyonuna eşdeğer özellik göstermektedir. Bu denkleminde hesabı yapılan parçacık i indisi ile ilgilenilen parçacık j indisi ile gösterilmekte olup parçacıkların birbirleri arasındaki uzaklık $\vec{r}_j - \vec{r}_i = \vec{r}_{ij}$ ile ifade edilmektedir. Ağırlık fonksiyonu, problem bölgesi, interpolasyon uzunluğu terimleri ve birlikte kullanımları Şekil 1’de gösterilmiştir.



Şekil 1. Problem bölgesi içerisindeki bir parçacık için ağırlık fonksiyonunun, interpolasyon uzunluğu ile ilişkisi.

Denklem (1)’de gösterilen ifadenin türevi ise (2)’de yer almaktadır. Görüldüğü üzere bir fonksiyonun türevi alınmak istenildiğinde sadece ağırlık fonksiyonun türevi alınmaktadır.

$$\frac{\partial F_i}{\partial x} = \frac{\partial F(\vec{r}_i)}{\partial x_i} = \int_{\Omega} F(\vec{r}_j) \frac{\partial W(\vec{r}_j - \vec{r}_i, h)}{\partial x_i} d\vec{r}_{ij} \quad (2)$$

Bu çalışmada kullanılan ağırlık fonksiyonu (3)’de verilmiş olup literatürde sıkça kullanılmakta olan 5. mertebeden (quintic) bir ağırlık fonksiyonudur. Ağırlık fonksiyonu sadece ayrıklaştırılan denkleme yaklaşımı değil elde edilen sonuçların yakınsaklığını da etkilediği için seçim esnasında azami özen gösterilmelidir. Bir ağırlık fonksiyonu en az “Birim Özelliği”, “Pozitif Olmaz Özelliği”, “Tam Desteklenme”, “Konuma Göre Monoton Azalma” ve “Dirac Delta Fonksiyonu Olma” koşullarını sağlamalıdır.

$$W(R, h) = \alpha_d \begin{cases} (3-R)^5 - 6(2-R)^5 + 15(1-R)^5, & 0 \leq R < 1 \\ (3-R)^5 - 6(2-R)^5, & 1 \leq R < 2 \\ (3-R)^5, & 2 \leq R < 3 \\ 0, & R \geq 3 \end{cases} \quad (3)$$

α_d problemin boyutuna bağlı olarak değişen bir katsayıdır. Bu çalışmada, 2-Boyutta çalışıldığı için $7/(478\pi h^2)$ alınmıştır.

İkinci temel yaklaşım ise parçacık yaklaşımıdır (particle approximation). Parçacık yaklaşımı, çekirdek yaklaşımı yapılarak integral haline dönüştürülen fonksiyonun parçacıklara ayrıştırılarak bir toplam şeklinde ifade edilmesidir. Denklem (4)'te, (2)'deki fonksiyonun parçacık yaklaşımı ile ifade edildiği görülmektedir.

$$\int_{\Omega} F(\vec{r}_i) W(\vec{r}_{ij}, h) d\vec{r}_{ij} = \sum_{j=1}^N F(\vec{r}_i) W(\vec{r}_{ij}, h) \Delta V_j \quad (4)$$

Çekirdek ve parçacık yaklaşımlarının uygulanması sonrasında Euler denklemi ve süreklilik denklemi, sırasıyla, (5) ve (6)'da gösterilen hali almaktadır.

$$\frac{D\vec{u}_i}{Dt} = -\sum_{j=1}^N m_j \left(\frac{p_i}{\rho_i^2} + \frac{p_j}{\rho_j^2} \right) \nabla_i W_{ij} \quad (5)$$

$$\frac{d\rho_i}{dt} = \rho_i \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} (\vec{u}_j - \vec{u}_i) \nabla_i W_{ij} \quad (6)$$

İPH yönteminde, akıştaki hızlı değişimlerden etkilenmemek için basınç terimlerine yapay viskozite terimleri (artificial viscosity) eklenmektedir. Bu çalışmada kullanılmış olan yapay viskozite terimi denklem (7) ve (8)'de gösterilmiştir.

$$\Pi_{ij} = \begin{cases} \alpha \mu_{ij} \frac{c_i + c_j}{\rho_i + \rho_j}, & \vec{u}_{ij} \cdot \vec{r}_{ij} < 0 \\ 0, & \vec{u}_{ij} \cdot \vec{r}_{ij} \geq 0 \end{cases} \quad (7)$$

$$\mu_{ij} = h \frac{(\vec{u}_i - \vec{u}_j)(\vec{r}_i - \vec{r}_j)}{\|\vec{r}_i - \vec{r}_j\|^2 + \theta h^2} \quad (8)$$

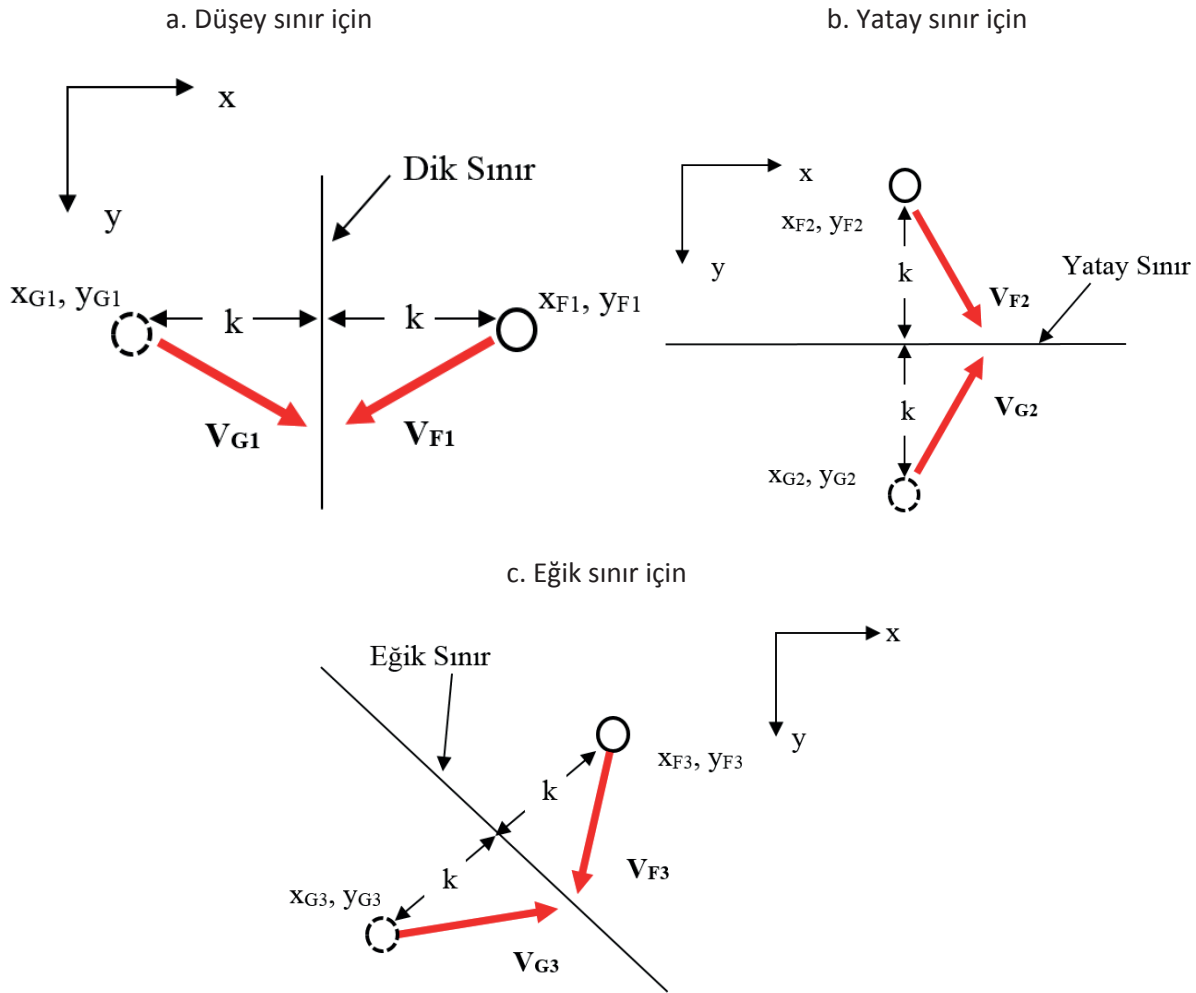
Π_{ij} yapay viskozite terimi, $c_i = c_0 (\rho_i / \rho_0)^{(\gamma-1)/2}$ olup c_i parçacığın lokal ses hızını, c_0 referans ses hızını, ρ_i parçacığın yoğunluğunu, ρ_0 referans yoğunluk değerini, γ suyun spesifik ısı oranını, θ paydanın her hangi bir zaman adımında 0 olmasını engellemek amacı ile 0.01 değerindeki bir katsayıyı ifade etmektedir. α katsayısı ise ν kinematik viskozite, h interpolasyon uzunluğu olmak üzere $\alpha = \frac{8\nu}{hc}$ eşittir. Ancak şunu da unutmamak lazım ki, Zayıf Olarak Sıkıştırılabilir İPH yaklaşımında

suyun viskozitesi gerçek değerinden daha büyük alınmaktadır. Yapay viskozite teriminin doğrusal momentum korunumu denkleminde eklenmesinin sebebi akışkana belli bir mertebede difüzyon eklenerek sayısal çözümün kararlılığının artırılmasının sağlanmasıdır. Bu terim ilk olarak sonlu farklar algoritmaları için Von Neumann ve Richtmyer (1950) tarafından kullanılmaya başlanmış olup birçok İPH çalışmasında da kapsamlı olarak kullanılmıştır (Delorme ve diğerleri 2005). Eklenen bu yapay viskozite değerinin sayısal kararlılığı sağlarken çözüm üzerindeki etkilerinin en aza indirilecek şekilde optimize edilmesi gerekmektedir. Ayrıca dikkat edilmesi gereken başka bir husus da parçacık

çözünürlüğünün artırılması ile (örneğin interpolasyon uzunluğunun (h) sıfıra yakınsaması ile) suni viskozite terimi sıfıra yakınsar ve böylece hareketi temsil eden denklem sistemi Euler denklemlerine indirgenmiş olur (Antuono, ve diğerleri 2011).

Sınır şartlarının belirlenmesi İPH yönteminde önemli bir ayrıntı olup uygulamada farklı sınır şartları verme teknikleri yer almaktadır. Bu çalışmada havuzun sınırlarını oluşturan parçacıkların yanı sıra literatürde hayalet parçacık (ghost particle) olarak adlandırılan teknik uygulanmıştır. Hayalet parçacık tekniği, sınıra yakın parçacıkların ayna simetrisinin alınması ve oluşturulan parçacıklara ilgili parçacığın basınç, yoğunluk ve benzeri alan büyüklüklerin atanması olarak tanımlanabilir. Hız değerlerinin atanması ise ilgili sınırdaki uygulanması istenen serbest kayma (free-slip) veya kaymama (no-slip) koşuluna göre değişmektedir. Problem sınırlarına $1.55h$ uzaklıktaki her bir akışkan parçacığı için bir hayalet parçacık oluşturulmuştur.

Hayalet parçacık oluşumu ve hız değerlerinin serbest kayma koşuluna göre atanmaları Şekil 2'de üç farklı sınır tipinde gösterilmiştir. Şekilde G indisi hayalet parçacık için, F indisi ise akışkan parçacığını temsil etmektedir. Ayrıca Şekil 2'de gösterilmiş olan k değeri $1.55h$ 'a eşittir.



Şekil 2. Farklı tip sınır için hayalet parçacık uygulaması.

Çalışmada zaman artım parametresi için kullanılan Courant-Friedrichs-Lewy (CFL) şartı (9)'da verilmiştir.

$$\Delta t \leq C_{CFL} \frac{h_{ij}}{(c_0 + v_{\max})} \quad (9)$$

C_{CFL} bir sabit olup $0 \leq CFL \leq 1$ arasında seçilmektedir. h_{ij} minimum interpolasyon uzunluğudur, bu çalışmada interpolasyon uzunluğu parçacıklar için sabit seçildiğinden h 'ye eşit olarak alınmıştır. v_{\max} maksimum akışkan parçacığı hızıdır. Cismin hareketinin genlik ve frekans değerine göre değişkenlik göstermektedir.

Akışın zaman içerisinde ilerlemesinde tahmin-düzeltilme (predictor-corrector) şeması kullanılmıştır. Bu kapsamda ilk önce parçacıkların konum, hız ve yoğunluklarının zamana göre türevleri alınmıştır. Ara zaman adımında parçacıkların konum ve yoğunluklarının tahmin edilmesi (10) ve (11)'e göre yapılmıştır.

$$\frac{d\vec{r}_i^{n+1/2}}{dt} = \vec{r}_i^n + \frac{1}{2}\vec{u}_i^n \Delta t \quad (10)$$

$$\frac{d\rho_i^{n+1/2}}{dt} = \rho_i^n + \frac{1}{2}b_i^n \Delta t \quad (11)$$

(11)'de hesaplanan yoğunluk değerleri basınç değerlerinin hesaplanması için bir hal denklemi içerisinde kullanıldıktan sonra, elde edilen basınç değerleri Euler denkleminde kullanılarak yeni zaman adımındaki hız değerlerine (12) ulaşılır.

$$\vec{u}_i^{n+1} = \vec{u}_i^n + \vec{a}_i^{n+1/2} \Delta t \quad (12)$$

Düzeltilme adımında ise (12)'de elde edilen hız değerleri kullanılarak yeni zaman adımına ait konum ve yoğunluk değerleri (13) ve (14)'teki gibi tespit edilir.

$$\vec{r}_i^{n+1} = \vec{r}_i^{n+1/2} + \frac{1}{2}\vec{u}_i^{n+1} \Delta t \quad (13)$$

$$\rho_i^{n+1} = \rho_i^{n+1/2} + \frac{1}{2}b_i^{n+1} \Delta t \quad (14)$$

Değişik zaman ilerletme ve parçacıklar arası bilgi transferi uygulamaları için Ölmez (2008)'e bakılabilir.

3. Sayısal düzeltme ve uygulama algoritmaları

Zayıf Olarak Sıkıştırılabilir İPH (WCSPH) yaklaşımında basınç ve yoğunluk değerlerini birbirlerine bağlayan açık hal denklemleri kullanılmaktadır. Hal denkleminin etkisiyle yoğunluk değerlerindeki çok küçük değişiklikler basınç değerlerindeki değişimi tetiklemektedir (Shadloo ve diğerleri, 2011). Bu

çalışmada hal denklemi olarak Monaghan ve Kos (1999)'un önermiş olduğu (15) denklemi kullanılmıştır.

$$p_i = \frac{\rho_0 c_0^2}{\gamma} \left[\left(\frac{\rho_i}{\rho_0} \right) - 1 \right] \quad (15)$$

Akışkanın sıkıştırılmaz akışkan olduğu kabulünün sağlanabilmesi için (15)'de c_0 referans ses hızı değerinin, parçacıkların yoğunluk değişimlerini referans yoğunluğa göre %1'den daha az tutabilecek kadar büyük seçilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada uygulanan ilk sayısal düzeltme algoritması yoğunluk düzeltme algoritmasıdır. İPH yönteminde basınç değerlerinin yoğunluk ile bağlantılı olması nedeni ile yoğunluk değerlerinin hassas ve doğru bir şekilde hesaplanmaması durumunda basınç alanında gürültüye (noise) sebep olabilmektedir. Basınç değerlerinin yoğunluk değerlerinden etkilenmesi nedeni ile yoğunluk değişiminin düzenlenmesine ihtiyaç duyulmaktadır. İPH denklemlerinden elde edilen yoğunluk değerlerinin düzgünleştirilmesi amacıyla (16) numaralı denklem kullanılmıştır.

$$\tilde{\rho}_i = \rho_i - \sigma \frac{\sum_{j=1}^N (\rho_i - \rho_j) W_{ij}}{\sum_{j=1}^N W_{ij}} \quad (16)$$

$\tilde{\rho}_i$ düzgünleştirilmiş yoğunluk değeri olup basınç değerlerinin tespitinde bu değerden faydalanılmaktadır. σ ise katsayıdır ve bu çalışmada 1 olarak alınmıştır.

Kullanılan ikinci sayısal düzeltme algoritması ise Birleşik Serbest Su Yüzeyi Suni Parçacık Ötelemesi çözüm algoritmasıdır. Bu algoritmada, Suni Parçacık Ötelemesi (SPÖ) düzeltmesi parçacıkların yoğun olduğu bölgelerde uygulanırken, serbest su yüzeyi algoritması ise sadece serbest su yüzeyi parçacıklarına uygulanmıştır. Serbest su yüzeyi algoritması için (17) denklemi, SPÖ için ise (18)'den yararlanılmış olup VXSPH algoritması'nın detayları için Özbulut ve diğerleri, (2013a, 2014)'e bakılabilir. (17) içerisindeki ε bir katsayı olup 0.003'e eşit alınmıştır.

$$\Delta \vec{u}_i = \varepsilon \frac{\sum_{j=1}^N (\vec{u}_i - \vec{u}_j) W_{ij}}{\sum_{j=1}^N W_{ij}}, \quad (17)$$

$$\hat{\vec{u}}_i = \vec{u}_i - \Delta \vec{u}_i$$

$$\delta \vec{r}_i = \beta \sum_{j=1}^N \frac{\vec{r}_{ij}}{r_{ij}^3} r_0^2 v_{\max} \Delta t \quad (18)$$

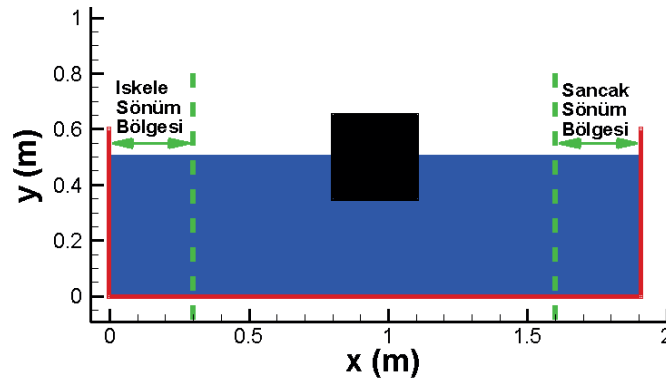
Çalışmada, cismin yalpa hareketi yaptığı iki ayrı havuz geometrisi için iki ayrı sayısal algoritma kullanılmıştır. Birinci algoritma havuz sınırlarının dik olduğu analizlerde havuz sınırlarında (sancak ve iskele yönünde) sönüm bölgeleri oluşturularak yapılmıştır. Dik havuz sınırlarının olduğu analizler için oluşturulmuş olan sönüm bölgeleri Şekil 3'de görülmektedir. Sönüm bölgelerinde akışkan

parçacıklarının hızları (19) ve (20) kullanılarak azaltılmış ve yalpa hareketi yapan cismin çevresindeki akışın, havuz sınırlarından yansıyan dalgalar nedeni ile bozulması engellenmiştir.

$$\vec{u} = \vec{u}_0 f(x) \quad (19)$$

$$f(x) = 1 - e^{(-\psi(\delta x_0 - (x - x_0)))} \quad (20)$$

(20)'deki ψ sönümleme katsayısıdır ve 4'e eşit alınmıştır. δx_0 sönüm bölgesi uzunluğudur ve bu çalışmada 0.3 olarak alınmıştır. x_0 sönüm bölgesinin x eksenindeki başlangıç noktasıdır. Sancak için 0.3m, iskele için ise 1.6m'dir.



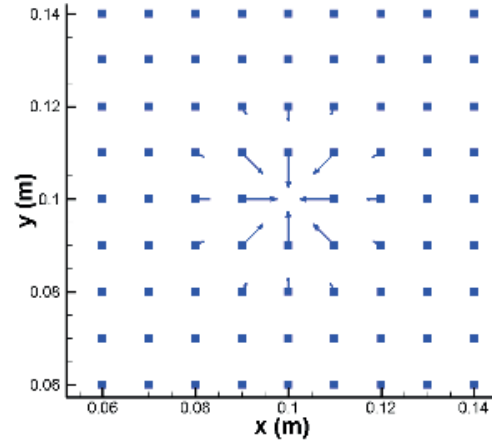
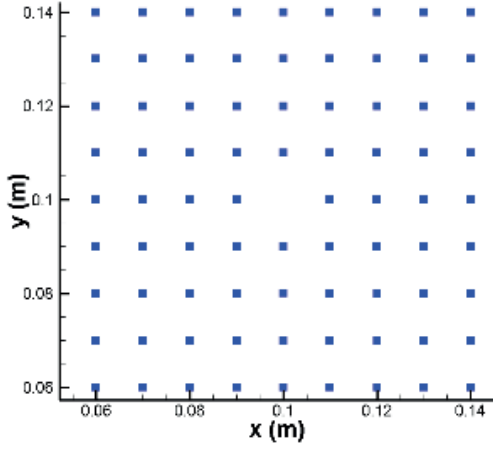
Şekil 3. Dik sınırlı havuz uygulamasında sönüm bölgesi.

İkinci algoritma ise havuz sınırlarının eğik olduğu durumlarda uygulanmıştır. Havuz sınırlarının eğik yapılmasının amacı havuz sınırlarında dalgaları sönümleyerek havuz sınırlarından dalga yansımalarını engellemek ve cisim çevresindeki akışın bozulmamasını sağlamaktır.

Eğik havuz sınırı uygulamasında, eğik olan yüzeyin yakınındaki parçacıklar (akışkan-sınır) ile havuz içerisine kartezyen koordinat sistemine uygun olarak dağıtılmış akışkan parçacıkları arasındaki mesafelerin eşit olmaması nedeni ile özellikle eğik havuz sınırlarına yakın parçacıklarda beklenmedik hareketlere rastlanmıştır. Bu husus ilk olarak hidrostatik durumda yani cisim hareketsizken eğik yüzeye yakın akışkan parçacıklarındaki hız vektörlerinin incelenmesi esnasında tespit edilmiştir. Sorunun çözümüne yönelik Colagrossi ve diğerleri, (2012) tarafından geliştirilen Parçacık Paketleme Algoritması (PPA) kullanılmıştır. Oluşturulmuş PPA algoritmasının denenmesi için kartezyen koordinat sistemine göre dağıtılmış bir geometride parçacıklardan bir tanesinin yeri eksik bırakılmıştır. Eksik bırakılmış olan parçacığın yerinin diğer parçacıklar tarafından doldurulması ve parçacıkların birbirleri arasındaki mesafenin homojen olacak şekilde tekrar düzenlenmesi beklenmiştir. Şekil 4a'da eksik bırakılmış olan parçacığın yeri, Şekil 4b'de 0.0003s sonunda parçacıklarda oluşan hız vektörleri, Şekil 4c'de 0.05s sonunda parçacıkların dizilimleri, Şekil 4ç'de 0.05s sonunda parçacıklardaki hız vektörleri, Şekil 4d'de 0.1s sonunda parçacıkların yeni dizilimleri, Şekil 4e'de ise 0.1s sonunda parçacıkların homojen dağılımı sağladıkları haldeki hız vektörleri verilmiştir.

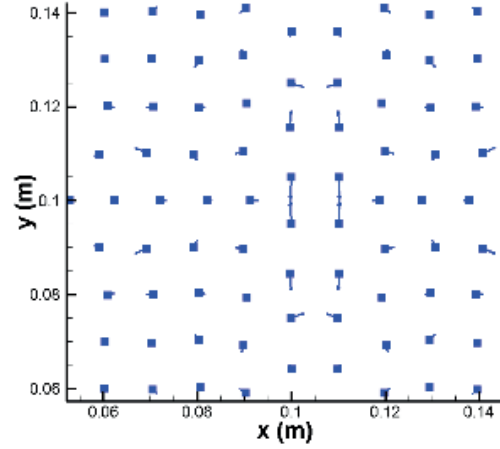
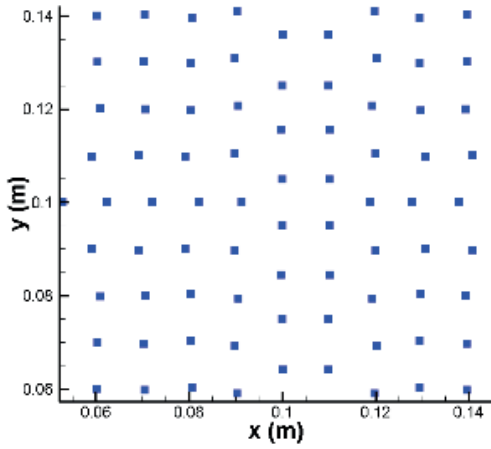
a. Kartezyen koordinat sisteminde eksik bırakılmış parçacık

b. Diğer parçacıklardaki hızlar



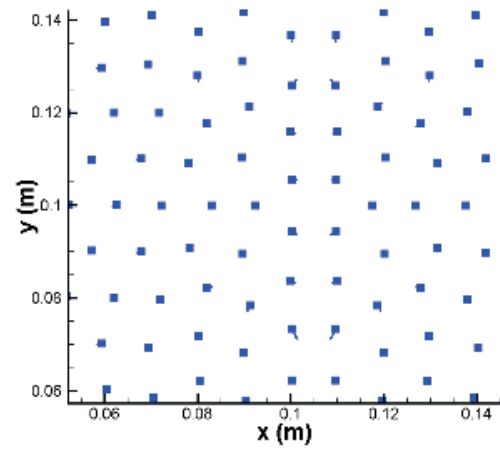
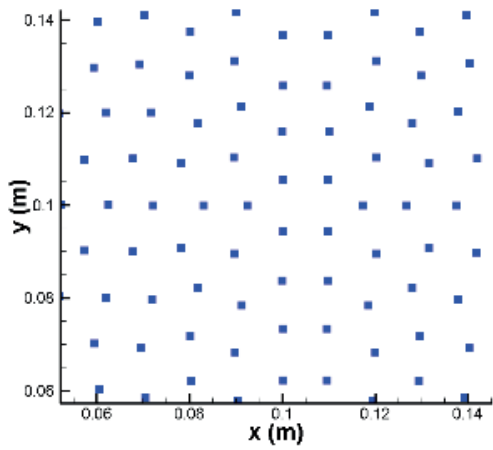
c. 0.05s'de parçacık dağılımı.

ç. 0.05s'de parçacıklardaki hızlar.



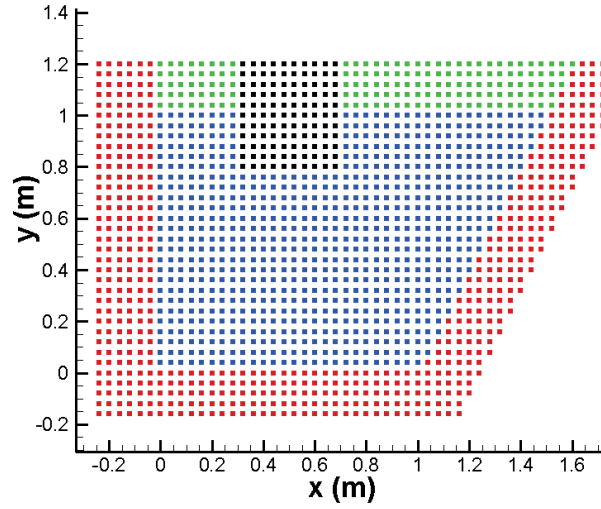
d. 0.1s'de parçacık dağılımı.

e. 0.1s'de parçacıklardaki hızlar.



Şekil 4. Eksik parçacığın olduğu bölgeye doğru hareket eden parçacıklara ait hız vektörleri ve parçacık dağılımlarının zamana göre değişimi.

PPA algoritmasına yönelik ilk denemenin başarılı sonuçlanması sonrasında, eğik sınırlara sahip bir havuz geometrisinde parçacıklara ait hız dağılımı ve konumlar incelenmiştir. Bu denemede, birinci adım olarak serbest su yüzeyi üzerinde sanal bir duvar oluşturulmaktadır. İkinci adımda ise parçacıklara (akışkan, cisim, havuz sınırı ve sanal duvar) yoğunluk, basınç ve hız değerlerinin ataması yapılmaktadır. Daha sonra PPA algoritması çalıştırılmakta ve parçacıkların yerlerinin homojen hale gelmesi beklenmektedir. Parçacıkların konumlarının homojen olması ardından sanal duvar kaldırılarak İPH yöntemi kapsamında oluşturulmuş olan algoritma PPA'dan elde edilen parçacık konumlarını kullanarak çalıştırılmaktadır. Böylece parçacıkların ilk durumlarındaki düzensiz dağılımlardan kaynaklı fiziksel olmayan hareketler engellenmektedir. Şekil 5'teki gibi bir havuzda kartezyen sistemde dağıtılmış parçacıklarda PPA algoritmasının çalıştırılması sonucunda parçacıklarda oluşan hız vektörlerinin zaman içerisindeki değişimleri ve parçacıkların nihai konumları Şekil 6'da verilmiştir.

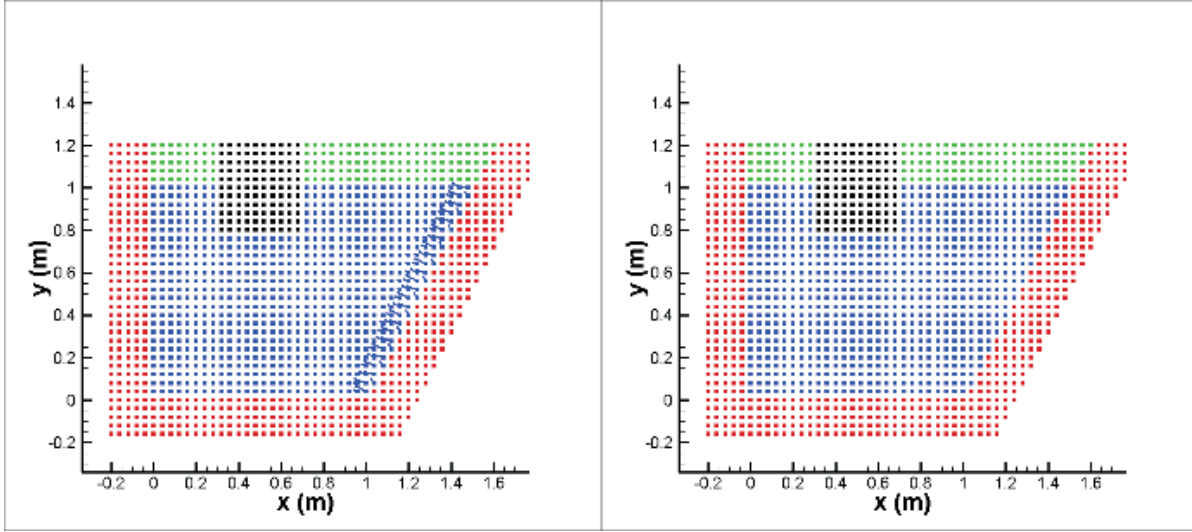


Şekil 5. Eğik bir havuzda parçacıkların dağılımı.

Şekil 5 ve Şekil 6'da mavi renkteki parçacıklar akışkanı, kırmızı renkteki parçacıklar havuz sınırlarını, siyah renkteki parçacıklar havuz içerisindeki cismi, yeşil renkteki parçacıklar ise serbest su yüzeyinde oluşturulan sanal duvarı temsil etmektedir.

Colagrossi ve diğerleri (2012) tarafından geliştirilmiş olan PPA algoritmasının başarı ile tatbik edildiği 2 farklı deneme ile görülmüştür. PPA algoritmasına ilişkin daha detaylı bilgiye Colagrossi ve diğerleri (2012)'den ulaşılabilir.

Son olarak, cismin hareketi başlangıcında yapılan sayısal düzenlemeden bahsedebiliriz. Yalpa hareketinin ilk periyodunda (özellikle hareketin periyodu düşük bir değer ise) güçlü geçici akışlar görülmektedir. Analizlerden alınan sonuçlarının bu geçici akışlardan etkilenmemesi için cismin hareketi için başlangıç fonksiyonu (start-up function/ramped function) kullanılmıştır. Literatürde Yeung ve diğerleri (1998), Jaouen ve diğerleri (2011), Yıldız ve diğerleri (2016) ve daha birçok araştırmacı tarafından başlangıç fonksiyonunun değişik formları kullanılmıştır. Bu çalışmada kullanılmış olan başlangıç fonksiyonu (21)'de verilmiştir.



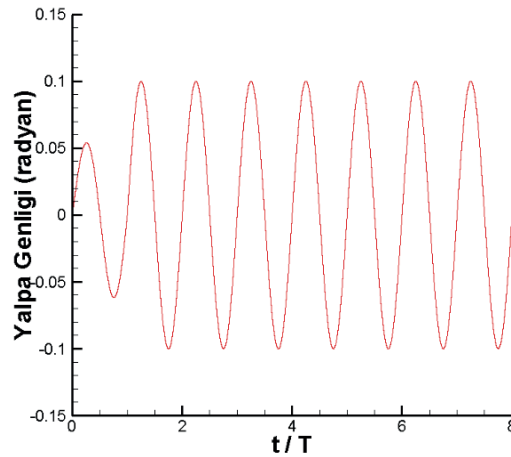
Şekil 6. Değişik zaman adımlarında parçacıklardaki hız vektörlerinin ve parçacıkların nihai konumlarının gösterimi.

$$D(t) = \begin{cases} \frac{1}{2} \sin\left(\frac{\pi}{10T}t - \frac{1}{2}\pi\right) + \frac{1}{2} & t < T \\ 1 & t \geq T \end{cases} \quad (21)$$

Başlangıç fonksiyonunun zorlanmış cismin yalpa hareketi ile çarpılması neticesinde (22) elde edilmekte olup yalpa hareketi cisme aynı denklem ile yaptırılmaktadır.

$$\varphi = D(t)\varphi_a \sin(\omega t) \quad (22)$$

Cisme yaptırılan yalpa hareketinde başlangıç fonksiyonunun etkisi Şekil 7'de görülmektedir. Dikkat edilecek olursa cismin genliği ilk periyotta ikinci periyoda göre yarı yarıya azdır ve zamana bağlı olarak genlik değeri artmaktadır. Başlangıç fonksiyonunun kullanılması nedeni ile cismin analizinde kullanılacak sonuçlarda ikinci periyottan sonraki değerler alınmıştır.



Şekil 7. Yalpa genliğinin t/T oranına karşı grafiği.

4. Duyarlılık analizleri

Bu çalışmada kullanılmış olan algoritmanın gürbüz (robust) olup olmadığının kontrolü için parçacıklar arası mesafe (bundan sonra dx olarak anılacaktır) ve zaman adımı (bundan sonra dt olarak anılacaktır) değişiminin sonuçlara etkisi araştırılmıştır. Her iki duyarlılık analizinde mukayese kriteri olarak ek su kütle atalet moment katsayısı (a_{66}) ve sönüm moment katsayısı (b_{66}) (katsayıların boyutsuz ifadeleri için bkz. (28) ve (29)) seçilmiştir. Parçacık mesafesine ilişkin yapılan analizde cismin yalpa genişliği $\varphi_a = 0.2$ radyan ve $\bar{\omega} = 1$ 'dir ($\bar{\omega}$ boyutsuz açısal frekansın eşitliği (25)'te yer almaktadır). dx değişimine göre yapılmış duyarlılık analizinin sonuçları Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Farklı dx dağılımlarında ek su kütlesi ve sönüm katsayılarının mukayesesi.

dx [m]	0.006	0.005	0.00375
Toplam Parçacık Adedi	29079	41723	73054
dt [s]	0.00005	0.00005	0.00005
Analiz Zamanı [h]	6.53	12.46	37.88
a_{66}	0.03391	0.03498	0.03330
b_{66}	0.03357	0.03326	0.03321

İkinci duyarlılık analizinde ise dt 'nin değişimine bağlı olarak ek su kütle atalet momenti ve sönüm moment katsayılarının değişimi izlenmiştir.

Tablo 2. Farklı dt kullanımlarında ek su kütlesi ve sönüm katsayılarının mukayesesi.

dx [m]	0.005	0.005	0.005
Toplam Parçacık Adedi	41723	41723	41723
dt [s]	0.00005	0.00004	0.00003
Analiz Zamanı [h]	12.46	15.64	21.12
a_{66}	0.033078	0.032978	0.032971
b_{66}	0.034207	0.034112	0.034110

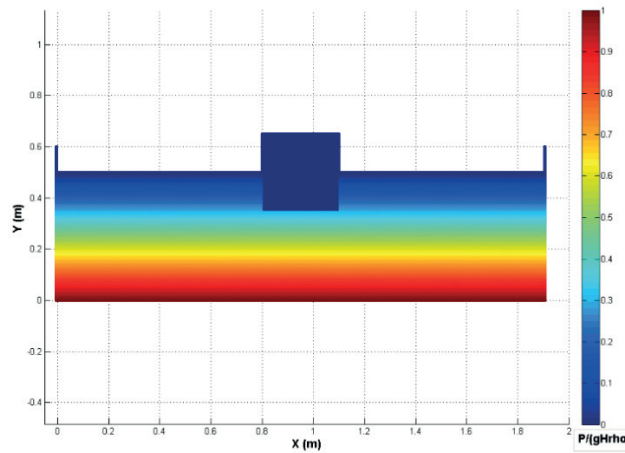
Tablo 1 ve Tablo 2'de yer alan "Analiz Zamanı" satırında yer alan değerler hareketin bir periyodunu çözdürmek için geçen zamandır.

Tablo 1 ve Tablo 2'deki sonuçlardan da görüldüğü üzere bu çalışma için oluşturulmuş algoritma ile farklı dx ve dt değerlerinde ek su kütlesi ve sönüm katsayıları için benzer sonuçlar alınmıştır.

Dolayısıyla analizler için kullanılmış olan algoritmanın gürbüz olduğu duyarlılık analizlerinden görülmektedir.

5. Doğrulama

Doğrulama amacıyla yapılmış olan analizlerin çoğunluğunda Şekil 8’de görülen problem geometrisi ve başlangıç koşulları kullanılmıştır. Görüldüğü üzere akışkan parçacıklarına başlangıç koşulu olarak parçacıkların konumlarına uygun şekilde hidrostatik basınç değeri ve referans yoğunluk değeri olan 1000kg/m^3 değeri atanmıştır. Problem geometrisini oluşturmak için 0.5 m havuz yüksekliği, 1.9 m havuz uzunluğu, 0.3 m cisim yüksekliği ve 0.3 m cisim genişliği kullanılmıştır. Şekil 8’de yer alan problem geometrisinin oluşturulması için 36209 tane akışkan, 623 tane sınır, 3721 cisim, 1170 adet hayalet parçacık kullanılmış olup toplamda 41723 adet parçacık kullanılmıştır. dx ’in 0.005 m dt ’nin 0.00004 s olarak seçildiği geometri bundan sonra cismin hareket ettiği, ek su kütlesi ve sönüm katsayısının tespitinde bulunulan bütün analizde başlangıç koşuludur.



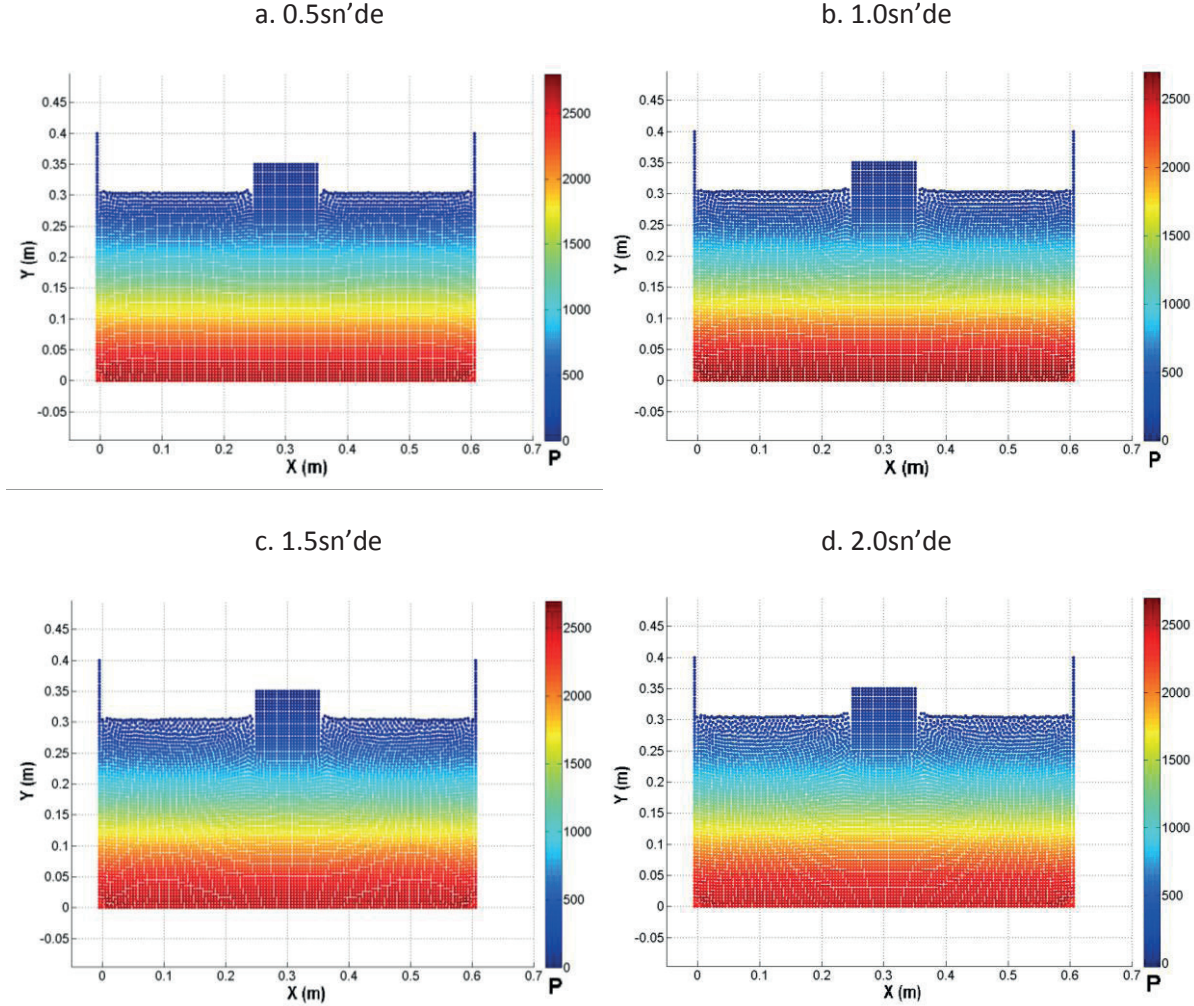
Şekil 8. Problem geometrisi ve parçacıklara verilmiş başlangıç basınç değerleri.

Çözüm algoritması ile yapılmış olan ilk deneme hidrostatik durumun kontrolü içindir. Hidrostatik durumda problem geometrisi içerisindeki cisme herhangi bir hareket verilmemiş olup havuz içerisindeki akışkan parçacıklarındaki hidrostatik basıncın zaman içerisindeki takibi yapılmıştır. Zaman içerisinde hidrostatik basıncın değişimi Şekil 9’da verilmiştir.

Hidrostatik durum için yapılmış olan kontrolde havuz geometrisi ve cisim geometrisi küçültülmüş ve havuz yüksekliği, havuz uzunluğu, cisim yüksekliği ve cisim genişliği sırası ile 0.3 m, 0.6 m, 0.1 m ve 0.1 m alınmıştır. Havuz ve cisim geometrisindeki bu değişikliğin sebebi analiz zamanının kısaltılmak istenmesidir. Parçacık sayısının artışı ile analiz zamanının ne kadar arttığına ilişkin sonuçlar Tablo 1’de verilmiş olup, bu konuya dair değerlendirmelere 6. bölüm de yer verilmiştir.

Hidrostatik durum için yapılmış olan analizde dx ve dt sırası ile 0.005 m ve 0.00003 s alınmıştır. Toplamda 8250 (akışkan, sınır, cisim ve hayalet) parçacık kullanılmıştır. Şekil 9’da görüldüğü üzere

havuz içerisindeki basınç dağılımında zaman içerisinde ihmal edilebilir düzeyde çok küçük değişiklikler gözlemlenmiş olup zaman içinde algoritmanın stabil olduğu anlaşılmaktadır.

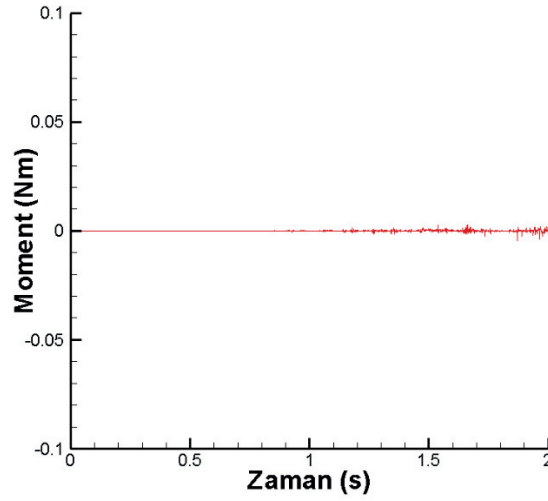


Şekil 9. Zaman içerisinde hidrostatik basıncın değişimi.

Hidrostatik durumda cismin dış sınırını oluşturan parçacıklar üzerindeki basınç değerleri ve parçacık normaleri kullanılarak cismin çevresinde oluşan moment de hesaplanmıştır. Cismin çevresinde oluşan momentin hesaplanmasında kullanılan denklem (23)'de verilmiştir.

$$M = \int_B P (\vec{n}_x y - \vec{n}_y x) ds \quad (23)$$

Şekil 9'da verilmiş olan basınç dağılımlardan alınan değerler ile (23) kullanılarak elde edilen moment Şekil 10'da verilmiştir. Parçacıkların kartezyen olarak dağıtıldığı ve cismin hareketsiz olduğu dikkate alındığında cismin çevresinde hesaplanacak momentin 0'a eşit olması gerekmektedir. Şekil 10'dan da görüleceği üzere momentteki değişim çok küçük olup 10^{-1} Nm mertebesinde bile moment değerinde herhangi bir dalgalanma/değişim gözlemlenmemektedir.



Şekil 10. Hidrostatik durumda cisim çevresinde oluşan momentin zamana göre değişimi.

Çözüm algoritması ile yapılmış olan ikinci deneme, cisim hareketli iken tespit edilen moment değerleri için yapılmıştır. Bu denemede elde edilen sonuçlar Yeung ve diğerleri, (1998)'de yer alan deneysel ve sayısal sonuçlar ile Şekil 11'de karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma için yapılan analizde cismin yaptığı yalpa hareketinin genliği 0.1 radyan'a, boyutsuz açısal frekansı 1.0'e eşittir. Yukarıda da belirtildiği üzere bundan sonra cismin hareketini içeren bütün analizlerde Şekil 4 için geçerli olan problem geometrisi ve başlangıç koşulları kullanılmıştır. Moment ve açısal frekansın boyutsuzlaştırılmasında kullanılan denklemler sırası ile (24) ve (25)'de verilmiştir.

$$\bar{M} = \frac{M}{\rho \varphi_a^2 \omega^2 b^4} \quad (24)$$

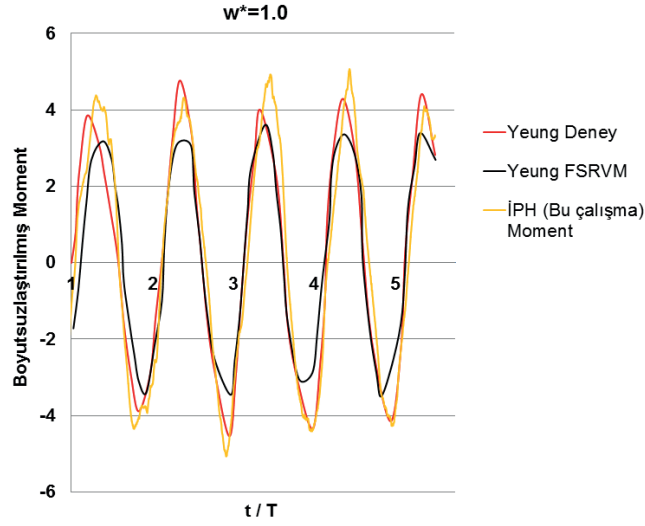
$$\bar{\omega} = \omega \sqrt{b/g} \quad (25)$$

(24) ve (25)'te yer alan b yarı genişlik, φ_a cismin yalpa genliği ve ω cismin açısal frekansıdır.

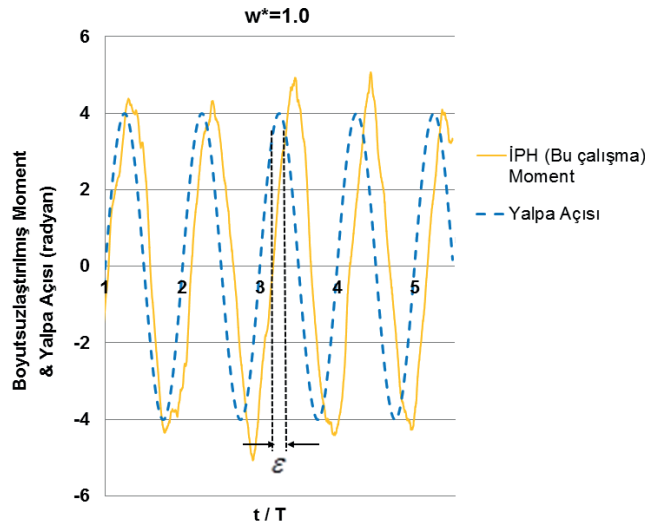
Şekil 11'den de görüldüğü üzere bu çalışmada elde edilen sonuçlar yalpa hareketinin kestiriminde kullanılmakta olan sayısal metodlardan biri olan FSRVM'ye göre deney sonuçlarına daha yakın değerler vermiştir.

Çözüm algoritmasının üçüncü denemesinde elde edilen moment değerleri ile cismin hareketi arasında bir faz farkı olup olmadığı kontrol edilmiştir. Bu faz farkının oluşup oluşmadığının kontrolü için cismin hareketi ve ikinci denemede elde edilen moment değerleri Şekil 12'de karşılaştırılmıştır.

Şekil 12'den görüldüğü üzere yalpa hareketi ile elde edilen moment değerleri arasında ϵ' luk bir faz farkı elde edilmiştir. Şekil 12'de cismin hareketine ilişkin grafik moment değerleri ile daha iyi karşılaştırılabilmesi için 40 ile çarpılmıştır.



Şekil 11. İPH yöntemi ile elde edilmiş sonuçların sayısal ve deneysel çalışmalar ile karşılaştırılması.



Şekil 12. Cismin hareketi ve moment değerleri arasındaki faz farkının karşılaştırılması.

Çözüm algoritmasına ilişkin dördüncü denemede, değişik açısal frekans ve yalpa genliklerinde elde edilen ek su kütlesi ve sönüm katsayılarının, literatürdeki deneysel ve sayısal yöntemler ile karşılaştırılması Şekil 13-16'da yapılmıştır. Şekil 13-16'da elde edilen sonuçlar için Şekil 8 için kullanılmış olan parametrelerde simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Ek su kütlesi ve sönüm katsayılarının tespiti için (23)'den elde edilen moment değerleri ek su kütlesi için (26), sönüm katsayısı için (27)'nin içerisinde yerine konulmuştur.

$$a_{66}(t_0) = \frac{1}{\pi \varphi_a \omega} \int_{t_0 - \frac{T}{2}}^{t_0 + \frac{T}{2}} M(t) \sin(\omega t) dt \quad (26)$$

$$b_{66}(t_0) = \frac{1}{\pi \varphi_a} \int_{t_0 - \frac{T}{2}}^{t_0 + \frac{T}{2}} M(t) \cos(\omega t) dt \quad (27)$$

(26) ve (27) numaralı denklemlerden elde edilen değerler, (28) ve (29) kullanılarak boyutsuzlaştırılmıştır.

$$\overline{a_{66}} = \frac{a_{66}}{4\rho\nabla b^2} \quad (28)$$

$$\overline{b_{66}} = \frac{b_{66}}{4\rho\nabla b^2} \quad (29)$$

(26)-(29)'de kullanılmış olan a_{66} , $\overline{a_{66}}$, b_{66} , $\overline{b_{66}}$, ∇ terimleri sırasıyla ek su kütlesi katsayısı, boyutsuz ek su kütlesi katsayısı, sönüm katsayısı, boyutsuz sönüm katsayısı ve deplasmanı ifade etmektedir. Ek su kütlesi ve sönüm katsayısına ilişkin karşılaştırmalar Şekil 13 – Şekil 16'da görülmektedir. Yalpa hareketindeki Reynolds sayısı, (30) ile ifade edilmektedir.

$$Re = \frac{4\varphi_a \omega b^2}{\nu} \quad (30)$$

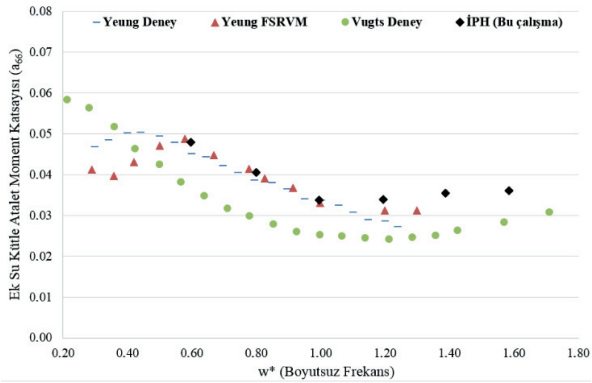
(30) denkleminde, b cismin yarı genişliğini ve ν kinematik viskoziteyi ifade etmektedir. Ek su kütlesi ve sönüm katsayısının tespiti için yapılmış olan 12 farklı analizde Reynolds sayısı 150.01 ile 800.54 arasında değişmiştir.

Şekil 13-16'dan da görüldüğü üzere çalışmada öngörölmüş olan algoritma ile tespit edilen ek su kütlesi ve sönüm katsayıları, FSRVM sayısal yöntemine göre Vugts (1968) ve Yeung ve diğerleri (1998) tarafından yapılmış deneysel çalışmalara daha yakın sonuçlar vermektedir.

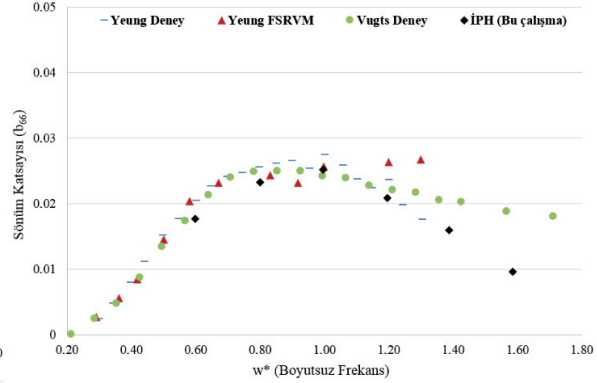
Çözüm algoritması ile yapılan beşinci ve son deneme kapsamında cismin hareketi nedeni ile serbest su yüzeyinde oluşan dalgalar incelenmiştir. Serbest su yüzeyinde yalpa hareketi yapan cisimle aynı frekansa sahip yüzey dalgası beklenmektedir. Dalgaların frekansı bilindiğinden, (31)'de verilmiş olan derin su kabulü yapılarak oluşan dalgaların dalga boylarına bakılmıştır.

$$\frac{1}{2} \leq \frac{d_w}{\lambda} \quad (31)$$

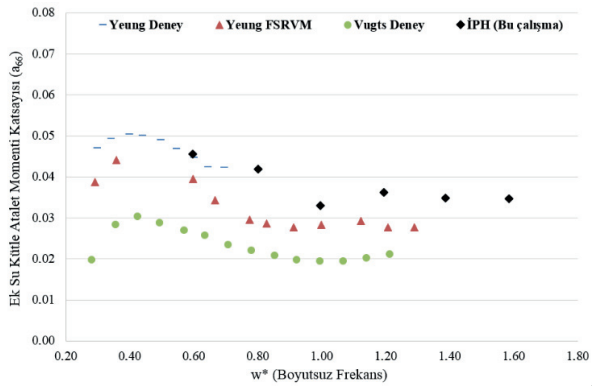
(31)'da λ dalga boyunu, d_w ise su derinliğini ifade etmektedir. Oluşan dalgaların doğrulanması amacıyla farklı boyuttaki iki cisim, değişik frekanslarda ve yalpa genliklerinde harekete tabi tutulmuştur. Elde edilen dalgalar ve dalga boyları Şekil 17 ve 18'de gösterilmektedir. Ayrıca bu denemeler esnasında dik ve yatay havuz sınırları uygulanmıştır. Bu sayede eğik sınır için uygulanmakta olan PPA algoritmasının da (3. Bölüm'de belirtilmiş olan) denemesi yapılmıştır.



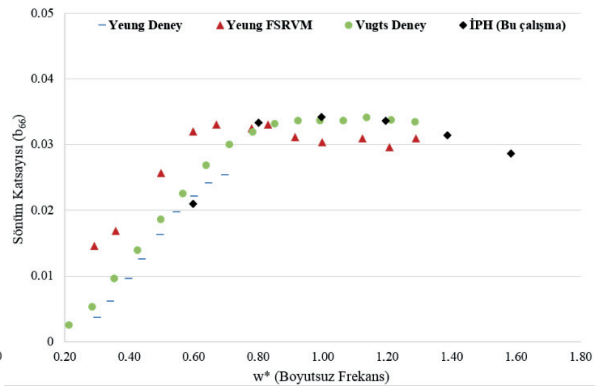
Şekil 13. $\varphi_a = 0.1$ radyan için ek su kütlesi katsayısı.



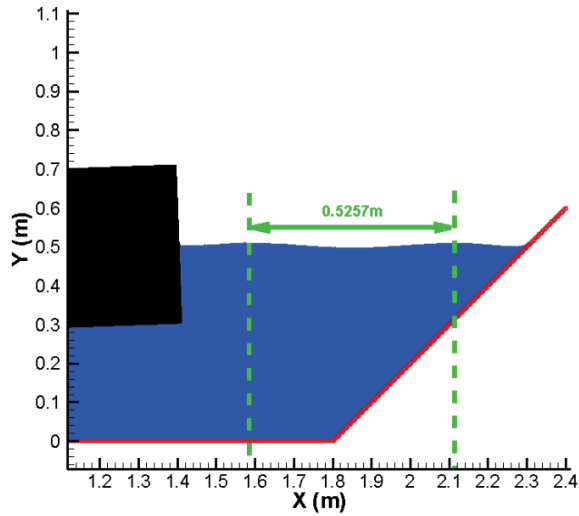
Şekil 14. $\varphi_a = 0.1$ radyan için sönüm katsayısı.



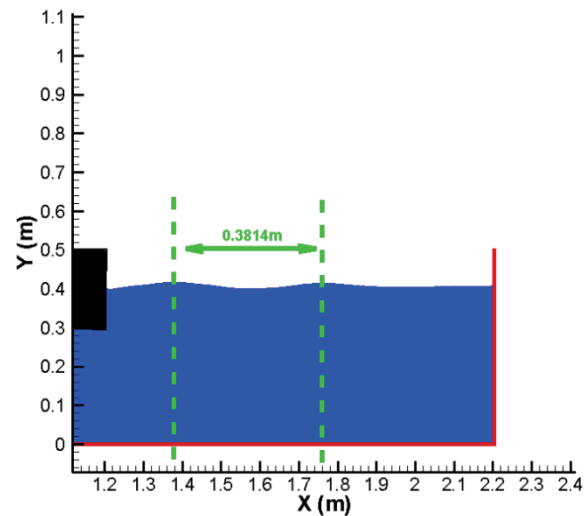
Şekil 15. $\varphi_a = 0.2$ radyan için ek su kütlesi katsayısı.



Şekil 16. $\varphi_a = 0.2$ radyan için sönüm katsayısı.



Şekil 17. $\varphi_a = 0.1$ radyan $T=0.573$ sn'lik yalpa hareketinde oluşan dalgalar.



Şekil 18. $\varphi_a = 0.2$ radyan $T=0.49$ sn'lik yalpa hareketinde oluşan dalgalar.

Şekil 17'de yapılmış olan analizde siyah parçacıklar cisimi, mavi parçacıklar akışkanı, kırmızı parçacıklar sınırları temsil etmektedir. Problemin boyutları, havuz uzunluğu 2.2 m, havuz derinliği 0.5

m, cisim yüksekliği 0.4 m ve cisim genişliği 0.4 m olacak şekilde seçilmiştir. Cismin periyodunun 0.573 s ve yalpa genliğinin 0.1 radyan olduğu denemede dx 0.0025 m, dt ise 0.00005 s olup toplamda (akışkan, sınır, cisim, hayalet) 153300 parçacık kullanılmıştır. T dalga periyodu olmak üzere, dalga boyları (32) ile hesaplandığında, yaklaşık 0.5129 m olması beklenmektedir. Şekil 17'den görüldüğü üzere elde edilen dalga uzunluğu 0.5257 m olup geliştirilen sayısal çözüm şemasının oluşan dalgaları modellemekte başarılı olduğu değerlendirilmiştir.

$$\lambda = \frac{gT^2}{2\pi} \quad (32)$$

Yine aynı deneme kapsamında farklı boyuttaki bir cisme değişik bir frekansta yalpa hareketi yaptırılarak oluşan dalgalar Şekil 18'de gözlemlenmiştir. Problemin boyutları, havuz uzunluğu 2.2 m, havuz derinliği 0.4 m, cisim yüksekliği 0.2 m ve cisim genişliği 0.2 m olacak şekilde seçilmiştir. Cismin periyodunun 0.49 s ve yalpa genliğinin 0.2 radyan olduğu denemede dx 0.0025 m, dt ise 0.00004 s olup toplamda 147981 adet parçacık kullanılmıştır. Oluşan dalgaların dalga boylarını hesaplamak için (31) kullanıldığında 0.3751 m olarak hesaplanırken, simulasyon sonucunda elde edilen dalga boyu ise 0.3814 m olarak bulunmaktadır. Havuz yan duvarlarının dik kullanıldığı geometri için sönüm bölgesinin (3. bölümde bahsedilmiş olan) işlevini ne kadar iyi bir şekilde gerçekleştirdiği de göz ardı edilmemelidir.

Yüzey dalga boyları için yapılan denemelerde elde edilen sonuçların herhangi parametrenin değişiminden etkilenmediğinin ispatı için analizlere ait açılal frekans, sınır şartları, cisim boyutları, yalpa genlikleri, dt gibi birçok parametre değiştirilmiştir. Kullanılan değişik parametrelere rağmen beşinci deneme kapsamında gözlemlenen yüzey dalgalarında da başarılı sonuçlar alınmıştır. Su yüzeyinde oluşan dalgaların (31)'e göre bağıl hatası eğik sınırlı havuz için 0.025, dik sınırlı havuz içinse 0.016'dır.

6. Sonuçlar ve değerlendirme

Bu çalışmada, Özbulut (2013a,b) tarafından geliştirmiş olan Birleşik Serbest Su Yüzeyi Suni Parçacık Ötelemesi çözüm algoritması, Colagrossi ve diğerleri (2012) tarafından geliştirilmiş olan PPA algoritması, dalga sönüm algoritması gibi sayısal algoritmaları içeren bir İPH algoritması oluşturulmuş ve serbest su yüzeyindeki zorlanmış yalpa problemine uygulanmıştır. Oluşturulmuş olan algoritma farklı doğrulama ve duyarlılık analizleri ile denemelere tabi tutulmuştur. Gerçekleştirilen bütün denemelere tatmin edici doğruluklarla cevap veren algoritma, literatürde bulunan deneysel veriler baz alındığında literatürdeki diğer bir sayısal yöntem olan FSRVM'ye göre daha yakınsak sonuçlar vermiştir.

Geliştirilmiş olan algoritmanın en büyük dezavantajının çözüm süresinin uzunluğu olduğu değerlendirilmektedir. Çalışma kapsamında geliştirilmiş olan bilgisayar programı FORTRAN'da yazılmış olup analizlerde kullanılan bilgisayar 2.70 Ghz işlemcili 4 çekirdekli, 64 bit işletim özelliği olan ve 8GB RAM'ı haizdir. 4. Bölümde verilmiş olan sayısal değerler için analizler ortalama 8 günlük bir

çözüm zamanına ihtiyaç duyulmaktadır. Ortalama 150000 parçacığın kullanıldığı serbest su yüzeyindeki dalgaların oluşumuna yönelik yapılmış analizlerde ise bu süre 30 günlere çıkmaktadır.

Bundan sonra yapılacak çalışmalarla ilgili olarak bahsedilmesi gerekli ilk husus bilgisayar programının paralelleştirilmesidir. Paralleleştirmenin sağlanması ile geliştirilen bilgisayar programın çok daha hızlı sonuçlar vermesi hedeflenmektedir. Daha sonrasında ise geliştirilmiş olan programın içerisine yeni modüller eklemek suretiyle diğer gemi hareketlerinin çözümünde kullanılan katsayıların tespiti hedeflenmektedir.

Teşekkür

Bu çalışmanın ortaya çıkması sürecinde verdikleri geri beslemeler ve yapıcı eleştirilerinden ötürü Prof. Dr. Kadir Sarıöz'e (İTÜ) ve Dr. Tufan Arslan'a (NTNU) teşekkür ederiz. Ayrıca Savunma Sanayii Müsteşarlığı'na bu çalışmaya yönelik destekleri için teşekkür ederiz.

Referanslar

Antuono, M., Colagrossi, A., Marrone, S. ve Lugni, C., 2011. Propagation of gravity waves through an SPH scheme with numerical diffusive terms. *Computer Physics Communications*, 182:866-877.

Bhattacharyya, R. 1978. Dynamics of Marine Vehicles. New York. Wiley.

Colagrossi, A. ve Bouscasse, B. ve Antuono, M. ve Marrone, S. 2012. Particle Packing Algorithm for SPH Schemes. *Computer Physics Communications*, 183: 1641-1653.

Delorme, T., Iglesias, A. S. ve Perez, S. A. 2005. Sloshing loads simulation in LNG tankers with SPH. *International Conference on Computational Methods in Marine Engineering*. Barcelona.

Falzarano, J. ve Somayajula, A. ve Seah, R. 2015. An Overview of The Prediction Methods for Roll Damping of Ships. *Ocean System Engineering*, 5, (2), 55-76.

Froude, W. 1861. On the rolling of ships. Transactions of the Institution of Naval Architects, 2, 180-227.

Himeno, Y. 1981. Prediction of Ship Roll Damping State of the Art. (No. 239 September 1981) Ann Arbor: Naval Architect & Marine Engineering, The University of Michigan.

Jaouen, F. ve Koop, A. ve Guilherme, V. 2011. Predicting roll added mass and damping of a ship hull section using CFD. *30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. 1-11.

Ikeda, Y. ve Himeno, Y. ve Tanaka, N. 1978. On Eddy Making Component of Roll Damping Force on Naked Hull. (00403) Osaka. University of Osaka Prefecture.

Monaghan, J. J. 1994. Simulating Free Surface Flows with SPH. *Journal of Computational Physics*, 110: 399-406.

Monaghan, J. J. ve Kos, A. 1999. Solitary waves on a Cretan beach. *Journal of Waterway, Port, Coastal, Ocean Eng.* 125(3):145–54.

Ölmez, O. 2008. Numerical analysis of heat conduction and potential flow problems over a sphere and a 3-dimensional prolate spheroidal body, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.

Özbulut, M. 2013a. İnterpolasyonlu parçacık hidrodinamiği yöntemi ile serbest su yüzeyli şiddetli akış problemlerinin incelemesi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi.

Özbulut M., Goren O., ve Yildiz M. 2013b, “İnterpolasyonlu Parçacık Hidrodinamiği Yönteminde Sayısal Düzeltme Algoritmalarının Baraj Yıkılması Problemi Üzerinde İncelenmesi”, *Gemi ve Deniz Teknolojisi Dergisi*, Sayı: 196, 36-46.

Özbulut, M. ve Yildiz, M. ve Goren, O. 2014. A Numerical Investigation into the Correction Algorithms for SPH Method in Modeling Violent Free Surface Flows. *International Journal of Mechanical Sciences*, 79, 56-65.

Sabuncu, T. 1983. Gemi Hareketleri. İstanbul. Matbaa Teknisyenleri Basım Evi.

Shadloo, M. S. ve Zainali, A. ve Yildiz, M. ve Suleman, A. 2011. A Robust Weakly Compressible SPH Method and Its Comparison with an Incompressible SPH. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 89 (8): 939-956.

Von Neumann, J., Richtmyer, R. A. 1950. Method for the numerical calculation of hydrodynamic shocks. *Journal of Applied Physics*, 21:232–247.

Vugts, J. H. 1968. The Hydrodynamic Coefficients for Swaying, Heaving and Rolling Cylinders in a Free Surface. (112 S) Shipbuilding Laboratory, Technical University Delft.

Yang, C. (1998). Robust Rudder Roll Damping Control. Dalian Üniversitesi/Aalborg Üniversitesi, Dalian, Doktora Tezi.

Yeung, R. W. ve Vaidhyanathan, M. 1994. Highly Separated Flows Near a Free Surface. International Conference on Hydrodynamics, Wuxi, China.

Yeung, R. W., Liao, S. W. ve Roddier, D. 1998. Hydrodynamic Coefficient of Rolling Rectangular Cylinders. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 8, (4).

Yıldız, B., Çakıcı, F., Katayama, T. and Yılmaz, H. 2016. URANS Prediction of Roll Damping for a Ship Hull Section at Shallow Draft, *Journal of Marine Science and Technology*, 21:48-56.

Yılmaz, T 2008. Gemi Mühendisliği El Kitabı. İstanbul. Türk Mühendis ve Mimar Odaları Birliği Gemi Mühendisliği Yayınları.

Lattice – Boltzmann metodunun gemi hareketi problemlerine uygunluğu

Emre Peşman

pesman@gmail.com

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Karadeniz Teknik Üniversitesi

Özet

Bu çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemlerinden Lattice-Boltzman metodunun gemi hareketi problemlerinin tahmini için kullanılabilirliği, sabit hızda yalpa sönüm deneyi yapılmış olan post-panamax konteynır gemisine uygulanarak belirlenmiştir. Bu metoda ek olarak yalpa sönüm simülasyonu, sönüm terimi zamana bağlı olarak değişen bir serbestlik dereceli lineer olmayan yalpa hareketi denklemi ile de yapılmış, sonuçlar model deneyi sonuçları ve Lattice-Boltzman metodu ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Lattice-Boltzman Metodu, lineer olmayan Yalpa hareketi denklemi, Sönüm Katsayıları

1. Giriş

Gemi hareketinde sönüm terimi hareketin genliği üzerinde çok önemli bir etkiye sahiptir. Rotasyonel hareketlerden en risklisi, jirasyon yarıçapı en küçük olan yalpa hareketidir. Bu nedenle yalpa hareketi diğer beş hareketten ayrı tutularak özel bir araştırma alanı olmuştur. Bu çalışmada kullanılan uygunluk örneği, sabit ileri hızda giden bir geminin yalpa hareketinin sönümlenmesidir. Yalpa sönümünün tahmini oldukça karmaşık bir problemdir. Yalpa sonucu geminin oluşturduğu dalgalar, geminin sintine dönümlerinde oluşan vorteksler, zamanla değişen sürtünme direnci, normal kuvvetlerin oluşturduğu etkiler ve bunların birbirlerine olan etkileri aşılması gereken zorluklardan bazılarıdır. Yalpa sönümü iki yöntem ile tahmin edilebilir. Bunlardan biri sistematik deneyler ile elde edilmiş ampirik bağıntılı sönüm terimlerinin yalpa hareketi denklemi içinde kullanılması diğeri de hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemleri ile yapılacak analizlerdir.

Yalpa sönüm terimi, dalga sönümü, kaldırma kuvvetleri sönümü, sürtünme sönümü, eddy yapıcı sönüm ve yalpa omurga sönümü gibi farklı bileşenlere ayrılarak ilk olarak İkeda ve arkadaşları tarafından incelenmiştir (Ikeda vd., 1978). Çalışma sonunda İkeda ve arkadaşları ampirik bağıntılar oluşturmuştur. Himeno yalpa sönümünü daha iyi temsil edebilmek için sistematik yalpa deneyleri yapmış ve bu ampirik bağıntıları geliştirmiştir (Himeno, 1981). Bu yıllarda Schmitke de savaş gemilerinin yalpa sönümünün belirlenmesi için çalışmalar yürütmüştür (Schmitke, 1978). Cumming ve Haddara yalpa sönümünün gemi hızının bir fonksiyonu olduğunu göstermişlerdir (Cumming vd., 1990). Böylece ampirik bağıntılar gemi hızını da dikkate alacak şekilde geliştirilmiştir. Haddara sönüm karakteristiklerinin belirlenmesi için balıkçı teknesi modelleri ile deneyler yapmış, İkeda'nın ampirik bağıntılarında kaldırma kuvveti ile

ilgili kısmın geliştirilmesini önermişlerdir (Haddara, 1994). Peşman ve arkadaşları hız ve frekansa bağlı olarak değişen ampirik bağıntıları bir serbestlik dereceli lineer olmayan yalpa hareketi denkleminde kullanmış, bir araştırma gemisinin yalpa hareketi analizini frekansa ve zamana bağlı olarak göstermişlerdir (Peşman vd., 2007).

Yalpa sönümünü tahmin etmek için kullanılacak bir diğer yöntem hesaplamalı akışkanlar dinamiği metotlarının kullanılmasıdır. Bu metotlardan en yaygın kullanılanı Reynolds Ortalama Navier-Stokes (Reynolds Avaraged Navier-Stokes) (RANS) denklemleri ve zamana bağlı Reynolds Ortalama Navier-Stokes (Unsteady Reynolds Avaraged Navier-Stokes) (URANS) denklemlerini çözen kodlardır. Bu yöntemler kullanılarak gemi direnci ve hareketleri ile ilgili bir çok çalışma yapılmıştır. Simonsen ve Stern (2003) ile Wilson ve arkadaşlarının (2006) yaptığı çalışmalar örnek verilebilir. Bu çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak ağız HAD yöntemlerinden; Lattice-Boltzman Metodu (LBM) kullanılmıştır. Lattice-Boltzman Metodu, kompleks akışların simülasyonun yapılabilmesi ve Navier-Stokes denklemlerinin modellenmesi için son yıllarda kullanılmaya başlanmış olan bir araçtır. LBM'nin temelinde mikroskobik modeller ve mesoskobik kinetik denklemler vardır. Lattice Boltzman Metodu, Ludwig Boltzman'ın gazların kinetik teorisi çalışmasından türetilmiştir (Guo vd., 2000; Sukop ve Thorne, 2006; Begum ve Basit, 2008). Temel düşünce, gaz veya akışkanların çok sayıda rastgele hareket eden küçük parçacıklardan oluştuğudur. Momentum ve enerjinin korunumu, parçacıkların birbirleri etrafındaki akışı ve bilardo topu misali çarpışmaları ile sağlanmaktadır. LBM diğer HAD metotlarına göre özellikle kompleks sınır koşulları ile mikroskobik etkileşim içeren problemlerle uğraşırken ve algoritmanın paralelleştirilmesi açısından avantajlıdır. Özellikle bir problemin modelleme aşamasının diğer HAD yazılımlarına kıyasla çok kısa sürmesi avantajlarından bir diğeridir. LBM son iki yüzyıl içinde popülerlik kazanmaya başlamıştır (Yeomans, 2006). Geçtiğimiz birkaç yıl içinde araştırmacılar, fiziksel, kimyasal, magnetohidrodinamik akışlar (Martinez vd., 1994), karışmayan akışlar (Gunstensen vd., 1991), çok fazlı akışlar (Grunau vd., 1993), ısı transferi problemleri (Han-Taw ve Jae-Yuh, 1993; Ho vd., 2002; Gupta vd., 2006), gözenekli yapılar (Bernsdorf vd., 2000) ve isotropik turbülans gibi problemlerin model ve simülasyonu için LBM'yi kullanmaya başlamışlardır. Daha detaylı bilgi (Perumal ve Dass, 2015)'te bulunabilir.

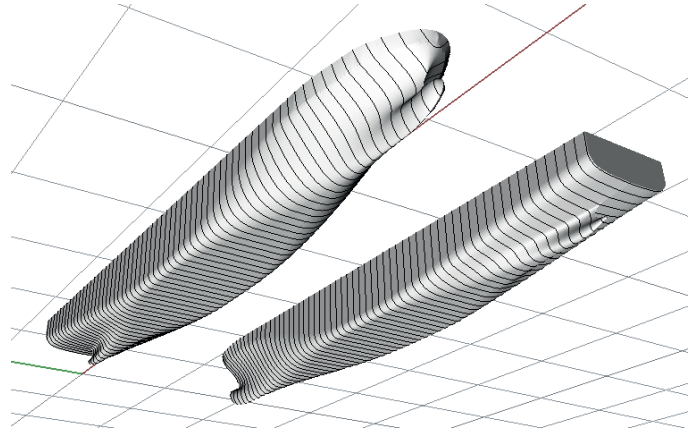
Lattice Boltzmann Metodunu, Navier-Stokes denklemlerini baz alan metotlardan ayıran özellikler aşağıdaki gibi sıralanabilir (Yu vd., 2003).

Navier-Stokes denklemleri ikinci dereceden kısmi differansiyel denklemlerdir. LBM denklemleri ise birinci dereceden kısmi diferansiyel denklemler setinden (kinetik denklemler) oluşmaktadır. Navier-Stokes denklemlerinin lineer olmayan konveksiyon terimi vardır. LBM de ise konveksiyon terimi lineerdir. LBM denklemleri ayrıklaştırılmış kinetik denklemlerdir. Navier-Stokes denklemleri integral veya diferansiyel denklem formundadır. LBM kafes yapısına bağlı olarak çözülmektedir. Navier-Stokes denklemleri ise vektör formundadır ve koordinat ve ağıdan bağımsızdır. Navier-Stokes denklemlerinin çözümleri, genelde iteratif olarak çözüm yapar ve yakınsamaya ihtiyaç duyar. LBM açık (explicit) formdadır, iterasyon prosedürüne ihtiyaç duymaz. LBM'de Navier-Stokes denklemlerini baz alan metotlardan farklı olarak sınır koşulları parça dağılım fonksiyonu halindedir. Boltzmann denklemlerinin kinetik yapısı nedeniyle, fiziksel olayların moleküler düzeydeki girişimleri LBM ile daha kolay modellenebilmektedir. Bu özellikleri karmaşık problemlerin çözümünde LBM'ye avantaj sağlayabilmektedir.

Bu çalışmadaki analizler, Karadeniz Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı Ar-Ge laboratuvarında bulunan LBM temelli XFlow yazılımı kullanılarak yapılmıştır (XFlow, 2014).

2. Örnek Gemi ve HAD Simülasyonu Parametreleri

Bu çalışmada, Duisburg Test Case (DTC) konteyner formu kullanılmıştır. DTC modern 14000 TEU' luk post-panamax konteyner gemisinin tekne formudur. Bu form, Institute of Ship Technology, Ocean Engineering and Transport Systems (ISMT) enstitüsünde geliştirilmiştir (Moctar vd., 2012). Tek pervaneli, yumru başlı, geniş baş kesit açılımı ve geniş ayna kıcı olan bir formdur. Tekne formunun görünümü Şekil 1'de, geminin ve modelinin ana boyutları Tablo 1'de verilmiştir. DTC formunun model deneyleri yalpa sönümü için 3 farklı gemi hızında yapılmıştır (Moctar vd., 2012). Bu çalışmada ileri 1,47 m/s model hızı kullanılmıştır.

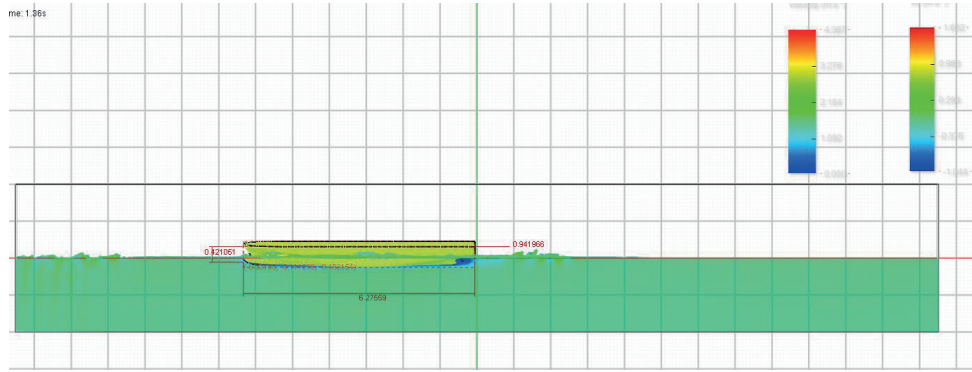


Şekil 1. DTC konteyner gemisinin tekne formu.

Tablo 1. DTC konteyner gemisi ve modelinin ana boyutları.

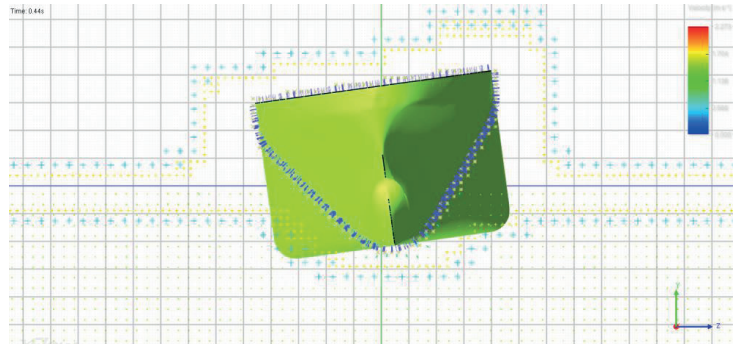
	Gemi	Model(1/59.407)
Kaimeler arası boy (LBP):	355 m	5.976 m
Genişlik (B):	51 m	0.859 m
Su çekimi (T):	14.5 m	0.244 m
Ağırlık merkezinin dikey konumu (KG):	23.68 m	0.3986 m
Yalpa jirasyon yarıçapı (k_{xx}):	20.25 m	0.2109 m
Yalpa doğal periyodu:	3.536 s	3.536 s
Blok katsayısı (C_B):	0.661	0.661
Hız oranı (V_{gemi}/V_{model}):	7.707	

Simülasyon serbest su yüzeyi koşullarında yapılmıştır. Su kanalı boyutları Şekil 2'de gösterildiği gibi toplam boyu gemi boyunun 4 katı, genişliği gemi boyunun 3 katı olacak şekilde seçilmiştir.



Şekil 2. Simülasyon yerleşimi.

Ağsız HAD simülasyonunda parçacıklar arasındaki mesafe gemi gövdesine yakın bölgelerde ve serbest su yüzeyinde 0,025 m, uzak bölgelerde 0,050 m olarak seçilmiştir (Şekil 3). Parçacık sayısı gereksinime göre artacak şekilde ayarlanmıştır. Zaman adımı 0,001 saniye seçilmiştir. Smagorinsky çalkantı modeli kullanılmış, Cs katsayısı 0,12 olacak şekilde belirlenmiştir. Akışkan özellikleri deney koşullarına uygun olarak yoğunluğu 998.3 kg/m^3 , sıcaklığı 290 Kelvin, dinamik viskozitesi 0,001 Pa.s olacak şekilde uygulanmıştır. Başlangıç şartları yalpa açısı 13° , yalpa açısal hızı 0 olacak şekilde seçilmiştir. Simülasyon zamanı 10 saniye olarak belirlenmiştir. Simülasyonda 16.505.214 ile 17.105.429 arasında değişen parçacık kullanılmıştır. Simülasyon 32 çekirdekli 256 GB hafızalı iş istasyonunda paralel hesaplama ile $3,406726 \times 10^5$ saniye (yaklaşık 94 saat) sürmüştür.



Şekil 3. Ağsız parçacıkların yerleşimi.

3. Bir Serbestlik Dereceli Yalpa Hareketi Denklemleri

Zorlamasız sönüm hareketi için yalpa hareketi denklemi en genel halde aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\ddot{\phi} + b(\dot{\phi}, \phi) + \frac{\omega_0^2}{GM_0} GZ(\phi) = 0 \quad (1)$$

Yukarıdaki denklemde ω_0 doğal frekansı, GM_0 metasantr yüksekliğini, $b(\dot{\phi}, \phi)$ sönüm terimini, GZ ise sakin su için doğrultma moment kolu terimini göstermektedir. Bu çalışmada doğrultma moment kolu denklem 2'de gösterildiği gibi lineer olmayan 7. dereceden bir polinom ile ifade edilmiştir.

$$GZ(\phi) = k_7\phi^7 + k_5\phi^5 + k_3\phi^3 + GM_0\phi \quad (2)$$

Yukarıdaki denklemde gösterilen GM_0 , k_3 , k_5 , ve k_7 sakin su doğrultma moment kolu eğrisine uydurulmuş 7. dereceden polinomun katsayılarıdır. Polinomun tek sayılardan oluşmasının nedeni, yalpa hareketinin negatif ve pozitif, bir başka ifadeyle sancak ve iskele genliklerinde kullanılabilir olmasıdır. Sakin su doğrultma moment kolu hidrostatik hesap yapabilen bir bilgisayar programı yardımıyla belirlenmiş, bu eğriye Mathematica programı yardımıyla 7. dereceden tek polinom uydurulmuş ve doğrultma moment kolu analitik olarak kullanılabilir hale getirilmiştir.

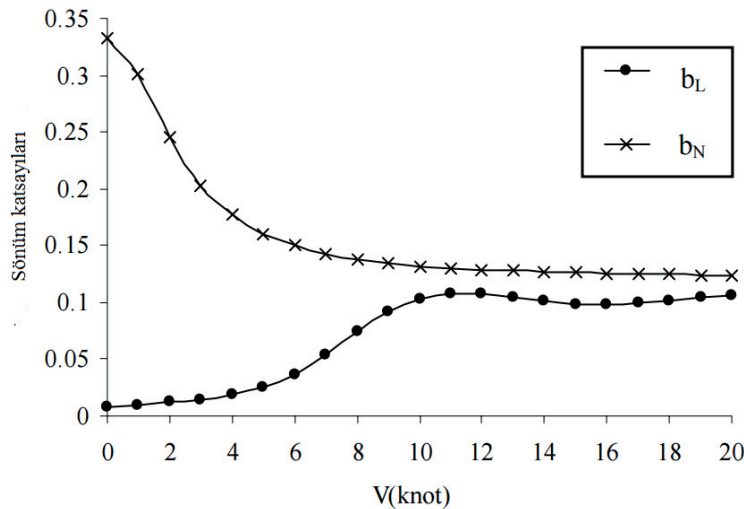
Bir serbestlik dereceli zorlamasız yalpa hareketi denkleminde, denklem 3'de gösterilmiş olan sönüm terimi kullanılmıştır. Burada b_L lineer sönüm katsayısı, b_N ise lineer olmayan sönüm katsayısıdır. Sönüm katsayıları için (b_L ve b_N) Ikeda ve Himeno'nun ampirik bağıntıları kullanılmıştır (Ikeda vd., 1978; Himeno, 1981). Bu ampirik bağıntılar detaylı bir şekilde (Haddara, 1994; Chakrabarti, 2001)'de açıklanmıştır. Lineer sönüm katsayısı kaldırma sönümü ve dalga sönümü bileşenlerinden, lineer olmayan sönüm katsayısı Eddy yapıcı sönüm, sürtünme sönümü ve yalpa omurga sönümü bileşenlerinden oluşmaktadır. Lineer ve lineer olmayan sönüm bileşenlerinin birbirleriyle olan kıyaslamaları hıza bağlı olarak Şekil 4'de gösterilmiştir.

$$b_L\dot{\phi} + b_N\dot{\phi}|\dot{\phi}| \quad (3)$$

Denklem 2 ve 3'ün Denklem 1'de yerine koyulması ile aşağıda verilmiş olan zorlamasız lineer olmayan yalpa hareketi denklemini elde edilmiştir.

$$\ddot{\phi} + b_L\dot{\phi} + b_N\dot{\phi}|\dot{\phi}| + \omega_\phi^2\phi + k_3\phi^3 + k_5\phi^5 + k_7\phi^7 = 0 \quad (4)$$

Bu denklem zamana bağlı nümerik yöntemlerden Dormand-Prince yöntemiyle çözülmüştür (Dormand ve Prince, 1980). Hazırlanmış olan bilgisayar programında çözümün her zaman adımında yalpa açısı ve yalpa açısal hızına bağlı olarak sönüm katsayıları anlık olarak hesaplanmaktadır.

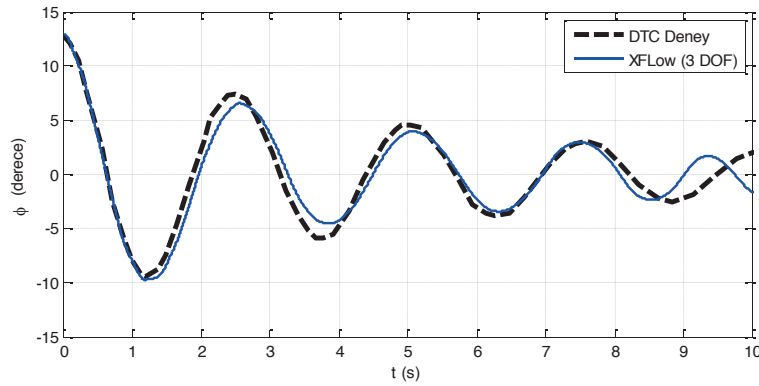


Şekil 4. Lineer ve lineer olmayan sönüm katsayıları (Peşman vd., 2007).

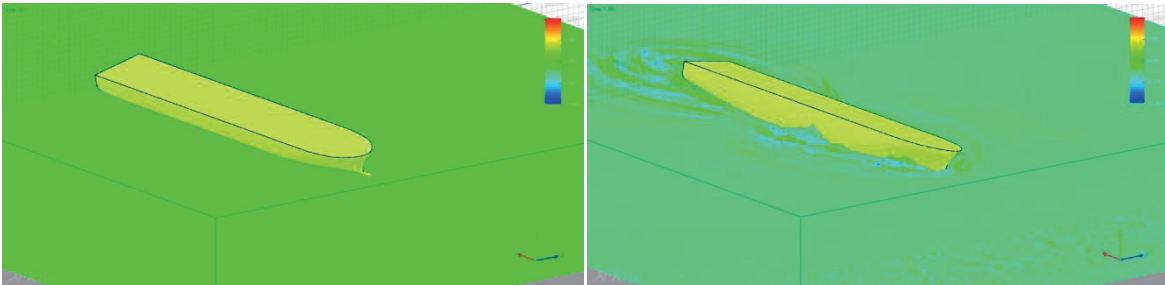
4. Sonuçlar ve Öneriler

LBM temelli XFlow yazılımı ve 1 serbestlik dereceli yalpa hareketi denklemi ile elde edilmiş olan sonuçlar aşağıda verilmiştir. XFlow simülasyonu 3 ve 5 serbestlik derecesi için yapılmıştır. 3 serbestlik dereceli simülasyonda modelin rotasını koruma kabiliyetinde olduğu kabulü ile savrulma ve yanal öteleme hareketleri, modelin sabit 1,47 m/s hızını koruduğu kabulü ile de öteleme hareketi iptal edilmiştir. 5 serbestlik dereceli modelde gemi hızının sabit olduğu kabulü ile yalnızca öteleme hareketi ihmal edilmiştir.

Aşağıda Şekil 5'de 3 serbestlik dereceli XFlow simülasyonu ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuçların genel olarak 7,5 saniyeye kadar uyumlu olduğu görülmüştür. Fakat 7,5 saniyeden sonra hareketin periyodunun deney sonuçlarına kıyasla küçüldüğü gözlemlenmiştir. Sönümün zarf eğrisine denk gelen maksimum yalpa açısı değerleri için simülasyon görselleri Şekil 6-13'de verilmiştir.

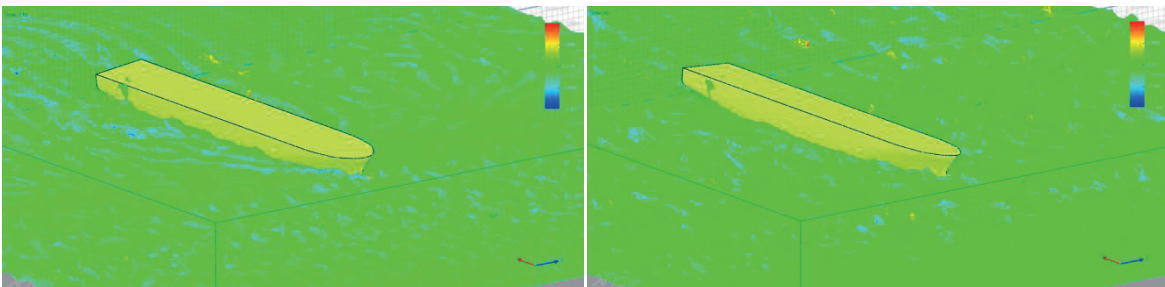


Şekil 5. Üç serbestlik dereceli XFlow simülasyon sonuçları ile deney sonuçlarının karşılaştırılması



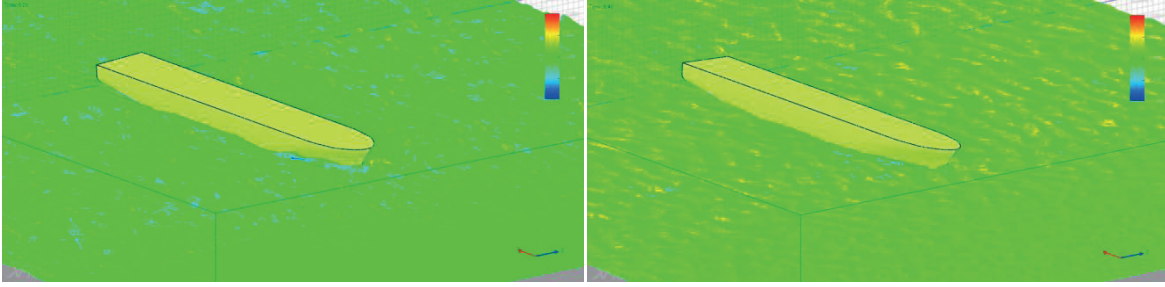
Şekil 6. XFlow (3 DOF) 13° yalpa açısı

Şekil 7. XFlow (3 DOF) 9,69° yalpa açısı



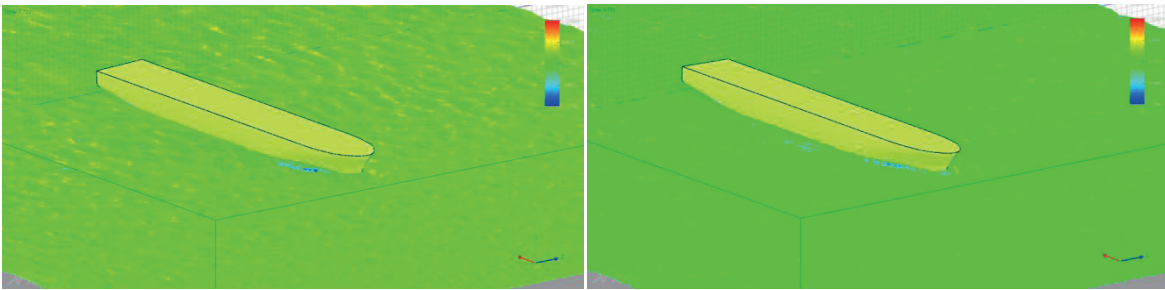
Şekil 8. XFlow (3 DOF) 6,5° yalpa açısı

Şekil 9. XFlow (3 DOF) 4,5° yalpa açısı



Şekil 10. XFlow (3 DOF) 3,94° yalpa açısı

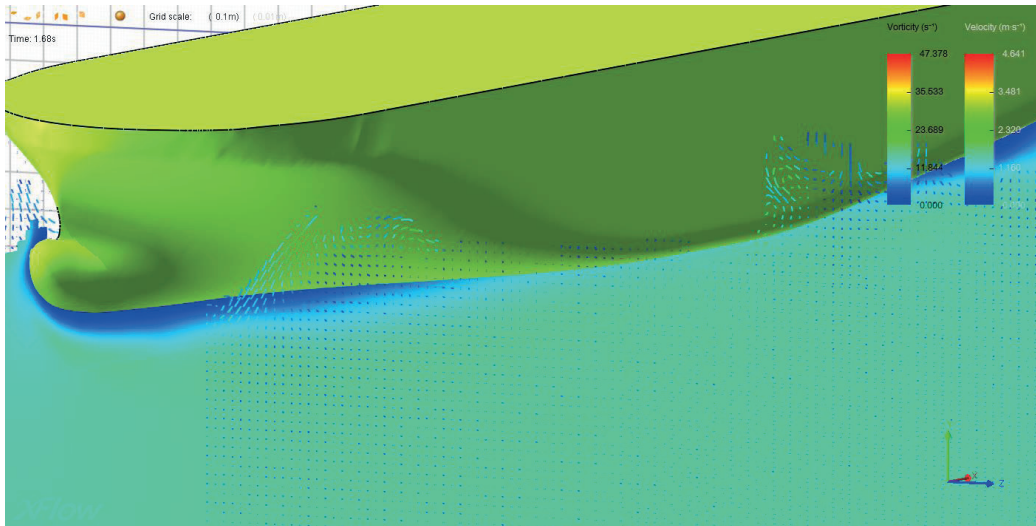
Şekil 11. XFlow (3 DOF) 3,437° yalpa açısı



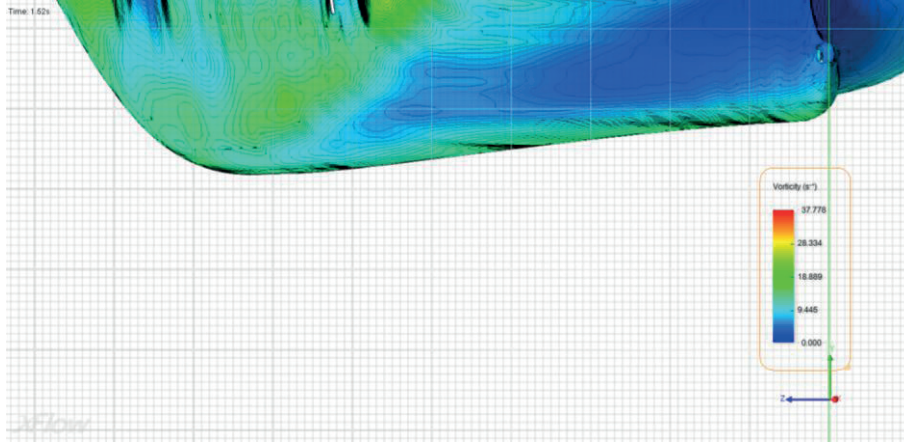
Şekil 12. XFlow (3 DOF) 2,937° yalpa açısı

Şekil 13. XFlow (3 DOF) 2,362° yalpa açısı

XFlow programında sönüm katsayıları model etrafındaki viskoz akış çözülerek belirlenmektedir. Teğetsel kuvvetler, normal kuvvetler ve oluşan girdapların etkisiyle modelin yalpa hareketi sönümlenmektedir. Model etrafındaki akış Şekil 14 ve 15'de gösterilmiştir.

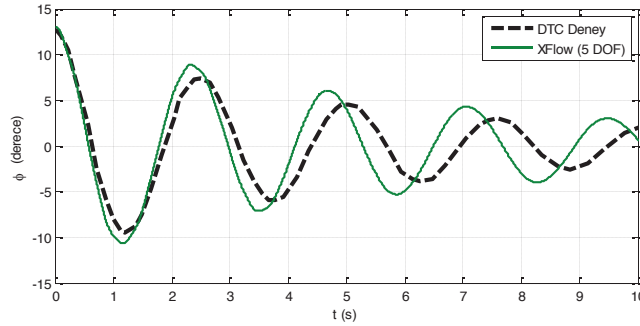


Şekil 14. Modelin baş ve orta kesitinde oluşan girdapların yz düzlemindeki gösterimi (3 DOF, t=1.52s)



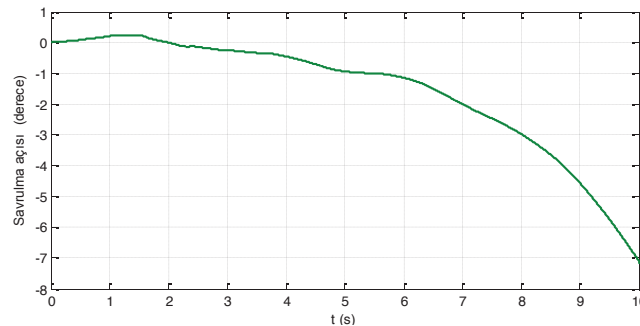
Şekil 15. Model yüzeyindeki girdap değerleri (3 DOF, t=1.52s)

Savrulma hareketinin yalpa sönümüne etkisini göstermek için 5 serbestlik dereceli XFlow simülasyonu da yapılmıştır. Şekil 16'da 5 serbestlik dereceli hareketin sonuçları verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi sonuçlar deney sonuçlarından 2. saniyeden sonra sapmaya başlamıştır. Bunun nedeni savrulma hareketidir. Model deneylerinde modelde kontrol edilebilir bir dümen kullanılarak savrulma hareketi önlenmiştir. Bu durum sonuçlar arasında belirgin bir fark oluşturmuştur, genliklerin küçülmediği fakat yalpa periyodunun küçüldüğü görülmüştür.



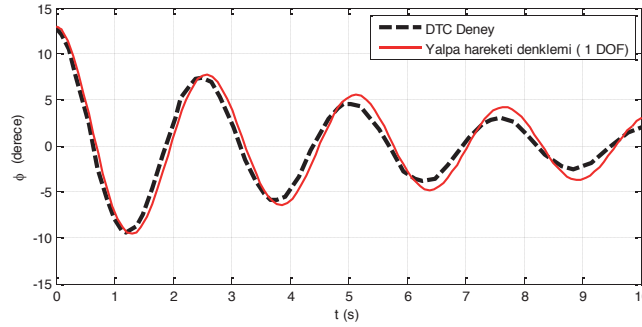
Şekil 16. Beş serbestlik dereceli XFlow simülasyon sonuçları ile deney sonuçlarının karşılaştırılması

Aşağıda savrulma hareketinin zamanla değişimi Şekil 17'de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi savrulma hareketi değerleri 3. saniyeden sonra denge halinden çıkıp hızla artış göstermektedir. 1,5° eşik değerinin aşılması ile modelin 1,47 m/s hızlık akış ile sürüklendiğini söyleyebiliriz.



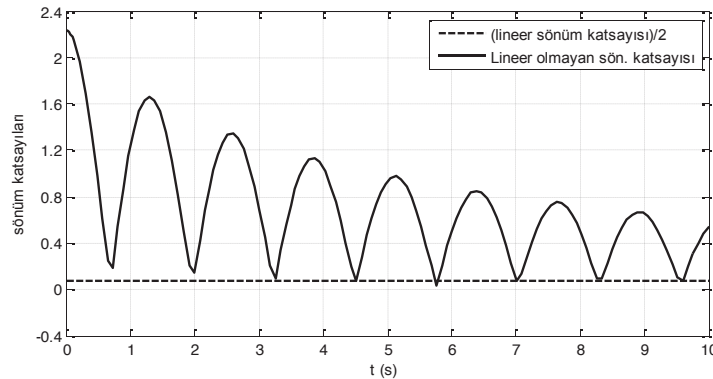
Şekil 17. Beş serbestlik dereceli XFlow simülasyon savrulma hareketi değerleri

Bir serbestlik dereceli lineer olmayan zorlamasız yalpa hareketi denkleminin sonuçları Şekil 18'de verilmiştir. Hareketin frekansının deney sonuçları ile oldukça uyumlu olduğu fakat 4. saniyeden sonra yalpa genliklerinin deney sonuçlarından 2° daha büyük olduğu görülmüştür. Ampirik bağıntıların 5 dereceden büyük açılarda iyi sonuç verdiği küçük açılarda ise sönüm katsayısının yetersiz kaldığı ama tahmin için kabul edilebilir olduğu görülmüştür.



Şekil 18. 1 serbestlik dereceli yalpa hareketi denkleminin sonuçlarının deney sonuçlarıyla karşılaştırılması

Bir serbestlik dereceli yalpa hareketi denkleminde sönüm katsayıları model hızı ve anlık yalpa açısına bağlı olarak her bir zaman adımında Şekil 19'da gösterildiği gibi hesaplanmıştır.



Şekil 19. 1 serbestlik dereceli yalpa hareketinde sönüm katsayılarının zamanla değişimi

Bu çalışmada Lattice-Boltzman Metoduna dayanan XFlow yazılımının gemi hareketi problemlerinde kullanılabileceği gösterilmiştir. Yalpa sönümü gemi hızı dikkate alınarak modellenmiş, gemi hızının sönüme etkisi başarılı bir şekilde gösterilmiştir.

LBM temelli XFlow yazılımında parçacık sayısı çözümün mümkün olduğunca kısa sürede (94 saat) elde edilebilmesi için 17 milyon civarında tutulmuştur. Parçacık sayısının artırılması ve zaman adımının küçültülmesi ile daha iyi sonuçların elde edilebilme olasılığı vardır. Fakat bu durum çalışma süresini büyük ölçüde uzatacaktır. Elde edilen sonuçların yapılan ayarlamalar göz önünde tutulduğunda 2° derecenin üstündeki yalpa hareketi için tatminkar olduğu söylenebilir.

Sönümün ampirik bağıntılar ile tahmin edildiği lineer olmayan 1 serbestlik dereceli yalpa hareketi denkleminin çözümüyle elde edilen sonuçların da deney sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Yalpa hareketi denklemi çok kısa sürede hem frekans hem de zaman bağılı olarak çözülebilmektedir. Bu durum, serbestlik derecesinin uygun şekilde düşürülmesi ile kullanılacak lineer olmayan hareket denklemlerinin, gemi hareketi analizinde hala pratik ve etkin yöntem olduğunu göstermektedir. Fakat, parametrik zorlama ile savrulma hareketinin yüzen cisim üzerindeki etkisi, gemi hızı değişimlerinin bu hareketlere etkileri gibi karmaşık problemlerde HAD yazılımlarından faydalanmak gerekmektedir. Ayrıca bu çalışmaların deneyler ile kanıtlanması gerekmektedir. Çünkü HAD uygulamaları bir çok parametreye bağılı olarak farklı sonuçlar verebilmektedir. Örneğin ağılı metotlarda ağ boyutu, ağısız metotlarda parçacıklar arasındaki mesafe, zaman adımı, iterasyon sayısı, çalkantı modeli seçimi, sınır koşulları gibi parametreler sonuçların farklılaşmasına neden olabilmektedir.

Sonuç olarak daha çok aerodinamik problemlerin analizinde kullanılan Lattice-Boltzmann Metodunun gemi hareketi problemlerinde de kullanılabileceği deney sonuçlarıyla karşılaştırılarak gösterilmiştir.

Kaynaklar

Begum R, and Basit M A, Lattice Boltzmann Method and its Applications to Fluid Flow Problems, Euro. J. Sci. Research, vol. 22, pp. 216-231, 2008.

Bernsdorf J, Brenner G, Durst F, Numerical analysis of the pressure drop in porous media flow with lattice Boltzmann (BGK) automata, Comput. Phys. Commun. vol.129 pp. 233– 246, 2000.

Chakrabarti S, "Empirical Calculation of Roll Damping for Ships and Barges", Ocean Engineering, Vol. 28, pp.915-932, 2001.

Cumming, D., Haddara, M.R. and Graham, R., "Experimental Investigation of Roll Damping Characteristics of a Destroyer Model", STAB '90, pp.169-166, Napoli Italy, 1990.

Dormand J R , Prince, P J , "A family of embedded Runge-Kutta formulae", Journal of Computational and Applied Mathematics, vol.6(1), pp. 19-26, 1980.

Haddara, M.R., "Effect of Forward Speed on the Roll Damping of Three Small Fishing Vessels", Journal of OMAE, Vol. 116, pp. 102-108, 1994.

Han-Taw C, Jae-Yuh L, Numerical analysis of hyperbolic heat conduction, Int. J. Heat Mass Transf. 36 pp. 2891– 2898, 1993.

Himeno, Y., "Prediction of Ship Roll Damping-State of the Art", Research Project Report No. 239, University of Michigan, 1981.

Ho J R, Kuo C P, Jiaung W S, Twu C J, Lattice Boltzmann scheme for hyperbolic heat conduction equation, Numer. Heat Transfer, Part B 41 pp. 591–607, 2002.

Grunau D, Chen S, Eggart K, A lattice Boltzmann model for multi-phase fluid flows, Phys. Fluids A 5 pp. 2557–2562. 1993

Gunstensen K, Rothman D H, Zaleski S, Zanetti G, Lattice Boltzmann model of immiscible fluids, *Phys. Rev. A* 43 pp. 4320–4327, 1991.

Gupta N, Chaitanya G R, Mishra S C, Lattice Boltzmann method applied to variable thermal conductivity conduction and radiation problems, *J. Thermophys. Heat Transfer* vol. 20 pp. 895–902, 2006.

Guo Z, Shi B, and Wang N, Lattice BGK Model for Incompressible Navier-Stokes Equation, *J. Comput. Phys.* 165, 288-306 (2000)

Ikeda, Y., Himeno, Y. and Tanaka, N., "A Prediction Method for Ship Roll Damping", Report No. 00405 of Department of Naval Architecture, University of Osaka Prefecture, 1978.

Martinez D O, Chen S, Matthaeus W, Lattice Boltzmann magnetohydrodynamics, *Phys. Rev. E* 47 pp.2249–2252, 1994.

Moctar O, Shigunov V, Zorn T, " Duisburg Test Case: Post-Panamax Container Ship for Benchmarking", Institute of Ship Technology, Ocean Engineering and Transport Systems, University Duisburg-Essen, <http://www.uni-due.de/ISMT/>, 2012.

Perumal D A, Dass A K, A Review on the development of lattice Boltzmann computation of macro fluid flows and heat transfer, *Alexandria Engineering Journal*. vol. 54 pp. 955-971, 2015.

Peşman, E., Bayraktar, D., and Taylan, M., " Influence of damping on the roll motion of ships" ICMRT'07, the 2nd International Conference on Marine Research and Transportation, pp. 127-133, Ischia, Italy, 2007.

Schmitke, R.T., "Ship Sway, Roll and Yaw Motions in Oblique Seas", *Transactions SNAME*, Vol. 86, pp.26-46, 1978.

Simonsen C, Stern F., "Verification and validation of RANS maneuvering simulation of Esso Osaka: Effects of drift, rudder angle, and propeller on forces and moments". *Computers and Fluids*, vol.32, pp. 1325–1356, 2003.

Sukop M and Thorne D T, *Lattice Boltzmann Modeling: an introduction for geoscientists and engineers*. Springer Verlag, 1st edition, 2006.

Wilson R V, Carrica P M, Stern F., "Unsteady RANS method for ship motions with application to roll for a surface combatant". *Computers and Fluids*, vol.35, pp. 501–524,2006.

XFlow 2014 Validation Guide, Next Limit Dynamics SL, 2014.

Yeomans J M, Mesoscale simulations lattice Boltzmann and particle algorithms, *Phys. A* vol.369 pp. 159–184, 2006.

Yu D, Mei R, Luo L S, Shyy W, Viscous flow computations with the method of lattice Boltzmann equation, *Prog. Aerosp. Sci.* vol.39 pp. 329–367, 2003.

Girdap kaynaklı titreşimler

Ömer Kemal Kınacı

kinaci@yildiz.edu.tr

Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Yıldız Teknik Üniversitesi

Özet

Girdap kaynaklı titreşimler (Vortex-induced vibrations, kısaca VIV), akış kaynaklı hareketlerin (Flow-induced motions, kısaca FIM) bir alt kolu olmakla birlikte en karmaşıklarından birisidir. Açık deniz mühendisliğini ilgilendiren neredeyse bütün alanlarda önemli bir konu olarak incelenmektedir. Bilimsel olarak günümüzde oldukça popüler bir konu olmasına karşın girdap kaynaklı titreşimlerle ilgili ülkemizde yeterli kaynak ve araştırma bulunmamaktadır. Bu çalışmada konu ile ilgili temel bilgiler ve kısa bir literatür araştırması bir araya toplanmaya çalışılmıştır. Girdap kaynaklı titreşimlerde; akışın cisim üzerine uyguladığı kuvvet nedeniyle oluşan hareketin frekansı, sistemin doğal frekansı ve girdap kopma frekansı birlikte çalışarak problemi oldukça zorlaştırmakta ve yüksek dereceden nonlineer bir hale getirmektedir. Bu çalışmada bir özet niteliğinde verilmeye çalışılan girdap kaynaklı titreşimler için verilen bütün açıklamalar, literatürde de yaygın olduğu üzere, tek serbestlik dereceli (akışa dik yönde hareket) cisimler içindir.

Anahtar kelimeler: Akış kaynaklı titreşimler, açık deniz mühendisliği, kıyı mühendisliği, kenetlenme, rezonans, doğal frekans

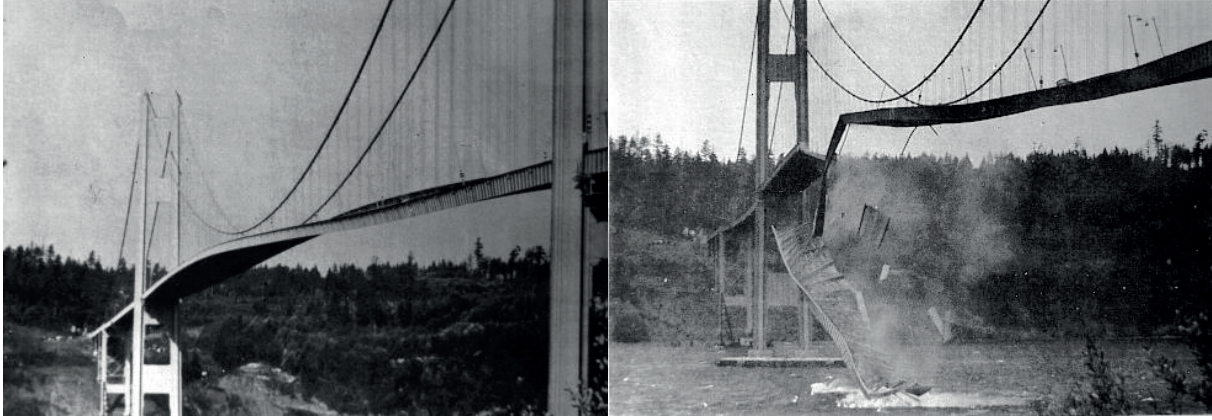
1. Giriş

Amerika Birleşik Devletleri'nin Washington Eyaleti'nde 1 Temmuz 1940 yılında açılışı yapılan Tacoma Köprüsü (orijinal adıyla *Tacoma Narrows Bridge*) dünyada döneminin en büyük üçüncü askılı köprüsüydü. Açılışından yaklaşık 4 ay sonra ise köprü beklenmedik bir şekilde yıkılmıştır (Wikipedia, 2016). Şekil 1a'da köprü'nün henüz sallanırkenki hali, Şekil 1b'de ise köprü'nün yıkılması esnasında çekilmiş bir fotoğraf verilmiştir. O dönem, bilimsel olarak bilinmeyen bu hadise teknik yetersizliklerden dolayı açıklanamamıştır.

Uzun köprülerin inşa edilmesini olanaksız kılan bu teknik yetersizliğin ilerleyen yıllarda üzerine gidilmiş ve Tacoma Köprüsü'nün neden yıkıldığı anlaşılmıştır. Denize paralel olarak sert esen rüzgarın köprü üzerinde oluşturduğu dikey kuvvet, köprü'nün doğal frekansı ile rezonansa (bu hadiseye aslında "rezonans" değil "kenetlenme" (lock-in) deniyor, burada olayın daha net bir şekilde açıklanabilmesi için rezonans kelimesinden faydalanılmıştır) girmiş ve köprü'nün bir beşik gibi sallanmasına yol açmıştır. İnternette yapılacak küçük bir araştırmayla köprü'nün nasıl yıkıldığı ile ilgili bir video bulunabilir. Olayın şematik açıklaması ve aslında hadisenin nasıl gerçekleştiği ise bir sonraki bölümde anlatılmıştır.

Girdap kaynaklı titreşimler konusu, bahsedilen köprü'nün nasıl yıkıldığı açıklanmaya çalışılırken anlaşılmıştır. Bu çalışmada ise bu köprü'nün yıkılma hadisesinden yola çıkılarak, girdap kaynaklı

titreşimlerle ilgili bazı temel bilgiler anlatılmıştır. Çalışmada işlenen fiziksel hadisenin, konu üzerinde Türkçe kaynakların yetersizliği göz önüne alındığında ülkemiz açısından aydınlatıcı olması umulmaktadır. Girdap kaynaklı titreşimler bir köprünün yıkılması ile fark edilmiş olmasına karşın; doğada çokça gerçekleşen, birçok mühendislik dalında incelenen ve bazı yapıların inşasında dizayn kriteri olarak mühendislerin önüne çıkan bir konu olmuştur. Konu anlatımı Tacoma Köprüsü üzerinden yapılacaktır; ancak fiziksel ve matematiksel açıklamalar ile sonuçların sunumu literatürde üzerine birçok çalışma bulunan silindirler üzerinden olacaktır. Çalışmada incelenen girdap kaynaklı titreşimler tek serbestlik dereceli harekete (düşey yöndeki hareket) sahip olup, diğer hareketler ve bu hareketlerin olası etkileri çalışma kapsamı dışında bırakılmıştır. Konu hakkında temel bilgileri daha detaylı olarak almak isteyenler (French, 1971), (Sumer ve Fredsoe, 1997), (Blevins, 2001) ve (Zdravkovich, 2003) kitaplarını incelemelidirler.

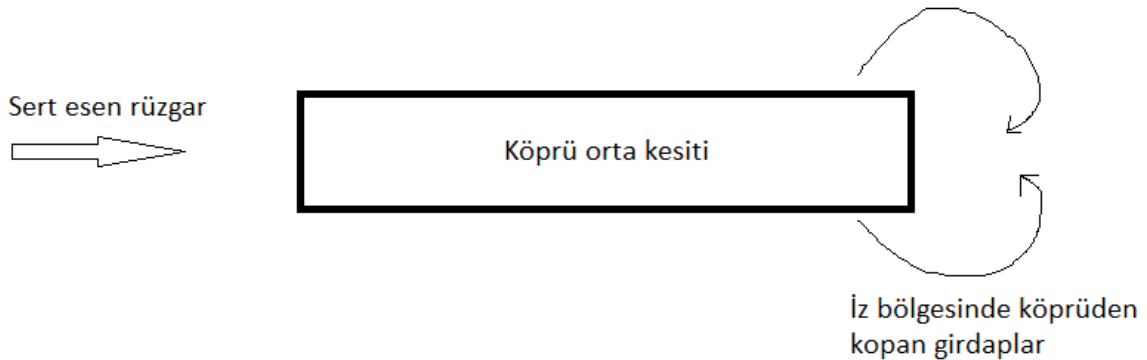


Şekil 1a. Tacoma Köprüsü sallanırken.

Şekil 1b. Tacoma Köprüsü yıkılırken.

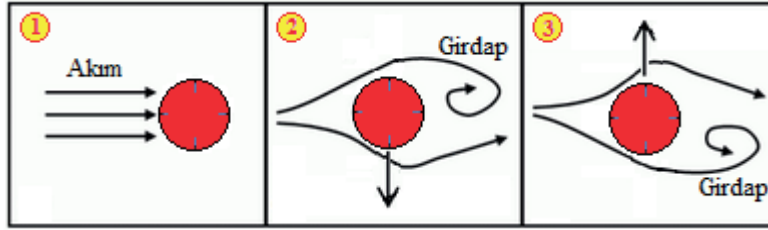
2. Fiziksel açıklama

Bu bölümde köprünün orta kesiti ele alınarak köprünün nasıl yıkıldığı fiziksel olarak açıklanmaya çalışılmıştır. Köprünün orta kesiti ve basitleştirilmiş fiziksel görünüm Şekil 2’de verilmiştir.



Şekil 2. Köprü orta kesiti ve rüzgar sebebiyle köprü iz bölgesinde kopan girdapların temsili resmi.

Köprü, Şekil 1 ve 2’den de görülebileceği üzere küt bir cisimdir. Bilindiği üzere aerodinamik (veya hidrodinamik) açıdan akıma uygun olarak tasarlanmayan cisimler üzerinde akım ayrılması meydana gelir. Cisim üzerinden ayrılan akım, iz bölgesinde girdaplar oluşturur ve bu girdaplar cisim yüzeyinden periyodik olarak ayrılırken koptukları cisim üzerinde bir kuvvet meydana getirirler. Şekil 3’te sabit bir cisim üzerinden kopan girdaplar ve bu girdapların cisim üzerine etkisi bir silindir üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3. Sabitlenmiş bir silindir üzerine gönderilen akım, kopan girdaplar ve silindirin hissettiği kuvvetin doğrultusu.

Şekil 3 kısaca anlatılacak olursa, 1 no.’lu durumda silindir akışkan içerisinde sabit bir şekilde dururken üzerine bir akım gönderilmektedir. Akım geliştikten sonra silindir yüzeyinde akım ayrılmaları oluşmaya başlayacaktır. 2 no.’lu durumda silindirin üst tarafından kopan bir girdap resmedilmiştir. Silindirin üst tarafından kopan girdap sonucu silindir aşağı yönde bir kuvvet hisseder. 3 no.’lu durumda ise silindirin alt kısmından kopan bir girdap verilmiştir. Bu durumdaysa silindir yukarı doğru bir kuvvet hissedecektir. Eğer silindir yatay olarak sabit ancak dikey yönde harekete serbest bırakılmış olsaydı; o zaman 2 no.’lu durumda silindir aşağı doğru, 3 no.’lu durumda ise yukarı doğru hareket edecekti.

Şekil 3’te silindir üzerinde anlatılan girdapların cisim üzerinden kopması durumu Şekil 2’deki temsili köprü resmi için de geçerlidir. Köprünün, Şekil 1’de görüldüğü üzere karaya oturtulmuş bacakları ile yatay yöndeki hareketi engellenmiştir. Ancak köprü dikey yöndeki hareketinde hala serbesttir. Akış içerisinde küt ve kalın bir cisim olarak duran köprünün iz bölgesinde oluşan girdaplar, köprünün aşağı yukarı hareket etmesine neden olur. Köprü üzerine esen rüzgar sebebiyle oluşan bu dikey hareketler, köprünün doğal frekansı ile üst üste bindiğinde bu hareketler devasa boyutlara ulaşabilir. Dolayısıyla Tacoma Köprüsü’nün yıkılmasının sebebi, rüzgarın köprü üzerinde oluşturduğu dikey kuvvetlerle doğal frekansının üst üste binmesi ve birbirini destekler hale gelmesidir. Literatürde bu duruma kenetlenme (lock-in) adı verilir. Kenetlenmenin matematiksel ifadesi bir sonraki bölümde izah edilmeye çalışılmıştır.

3. Matematiksel açıklama

Bölüm 2’de anlatılan fiziksel durum matematiksel olarak yine bir silindir üzerinde kütle-yay sistemi temsil edilerek açıklanacaktır. Şekil 4’te ikili yay sistemiyle bağlanarak dikey yöndeki hareketi (y eksenini doğrultusundaki) serbest bırakılmış ve yatay yöndeki hareketi (x eksenini doğrultusunda) kısıtlanmış bir silindir gösterilmiştir. Toplam yay sabiti k , silindir kütlesi m ve sistemin mekanik sönümü c ile temsil edilmiştir. $t = 0$ anında hareketsiz halde duran silindir üzerine $t > 0$ anından itibaren V hızında düzgün bir akış gönderilmiştir. Akım, silindir üzerinde dikey bir kuvvet oluşmasına yol açacağından söz konusu durum zorlanmış titreşim denklemi ile temsil edilebilir:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F'(t) \quad (1)$$

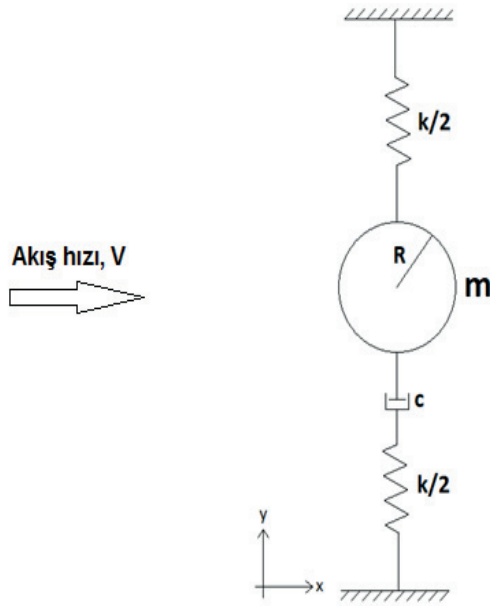
Yay sabiti, silindir kütlesi ve sistemin mekanik sönümünü elde etmek kolay olmasına karşın; silindir üzerinde zamana bağlı olarak oluşabilecek girdap kaynaklı kuvvet $F'(t)$ 'yi bilmek kolay değildir. Bu kuvvet, akış içerisindeki cismin geometrisine ve akış hızına bağlı olarak değişecektir. (1) no.'lu denklem dönüştürülerek başka bir formda yazılırsa,

$$\ddot{y} + \frac{c}{m}\dot{y} + \frac{k}{m}y = F(t) \quad (2)$$

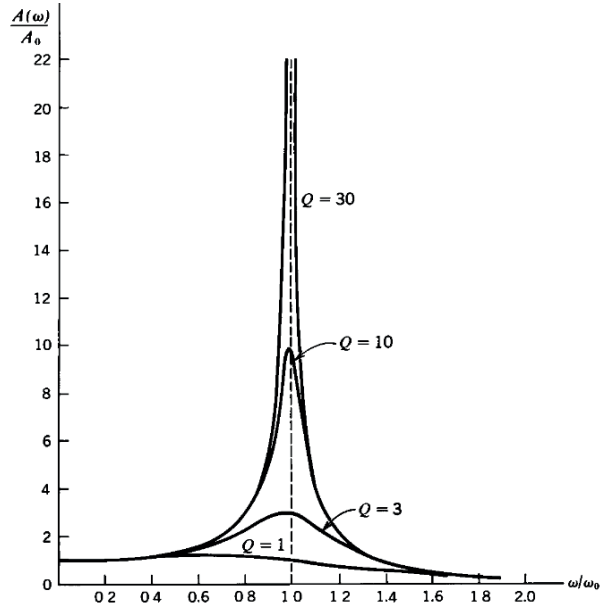
elde edilir. Sönüm ile ilgili parametrey $\gamma = c/m$ ve doğal frekans $\omega_n = \sqrt{k/m}$, (2) no.'lu denklemde yerine konduğunda;

$$\ddot{y} + \gamma\dot{y} + \omega_n^2 y = F(t) \quad (3)$$

elde edilecektir.



Şekil 4. Akış içerisinde kütle – yay sistemi temsili gösterimi.



Şekil 5. Matematiksel modelle elde edilen frekans – genlik grafiği (French, 1971).

Yay sabiti ve silindir kütlesinin verildiği kabul edildiğinde (2) no.'lu denklemdeki sistemin doğal frekansı bilinmiş olacaktır. Silindir üzerinde oluşan akış kuvveti F sebebiyle yüzeyden belirli periyotlarda girdap kopacaktır. Girdap frekansı ω_f olarak adlandırabileceğimiz bu frekans ile sistemin doğal frekansı ω_n birbirine yakın olduğu zaman bu iki frekans birbirini destekler hale gelmekte ve silindir hareketi azami boyutlarına ulaşmaktadır. Bu iki frekansın birbirine çok yakın olması durumu ancak belirli akış hızlarında sağlanabilmektedir ve bu durum "kenetlenme" (lock-in) olarak adlandırılır. Bu konudan ileriki bölümlerde daha detaylı olarak bahsedilecektir.

Şekil 5'te (1) no.'lu denklemde verilmiş olan zorlanmış titreşim denkleminin lineer matematiksel modelle çözümünden elde edilen frekans – genlik grafiği verilmiştir. Detaylı çözüm için French'in (1971)

Vibrations and Waves adlı kitabı incelenmelidir. Bu grafikte Q parametresi sönümle ters orantılı bir parametre olarak verilmiştir. Sönümün sıfır olduğu durumda $Q = \infty$ olmakta ve genlik de sonsuz olmaktadır. $Q = \infty$ durumu için lineer matematiksel modelden hareketle $\omega_f/\omega_n = 1$ denebilir. Sönüm arttıkça $\omega_f/\omega_n < 1$ olmaktadır, ancak düşük mekanik sönümlü sistemler için $\omega_f/\omega_n \approx 1$ olduğu söylenebilir.

Dolayısıyla Tacoma Köprüsü için şu yorum yapılabilir: Köprü üzerine esen rüzgar hızı; köprü yüzeyinden kopan girdap frekansının, köprünün doğal frekansına çok yakın olmasını sağlamıştır. Bu sebeple köprü akış hızıyla kenetlenmiş ve yıkılmıştır.

4. Sayısal çözüm yöntemi

Peki 1940 yılında zorlanmış titreşim denklemi ve bu denklemin çözümü bilinmiyor muydu? Tacoma Köprüsü inşa edilmeden bu denklem çözülerek rezonans bölgesi kontrol edilmemiş miydi? Aslında zorlanmış titreşim denklemi bu afet gerçekleşmeden çok önce bilinmesine karşın, bilim dünyası esen rüzgarın cisim üzerinde oluşturduğu girdap frekansı ve doğal frekansın birbirini destekler hale gelerek “kenetlenmesi” durumunun farkında değildi. Bu doğa olayının büyük bir köprünün yıkımına sebep olmasından sonra bilim adamları bu konunun üzerine gitmiş ve özellikle 1950 yılından sonra gerek matematiksel, gerek deneysel birçok çalışma yapılmıştır.

Söz konusu problem akış içerisinde küt bir cisim etrafındaki akım ayrılmasını çözmekle doğrudan ilintili olduğundan analitik yollarla bu problemi çözmek eldeki matematiksel yöntemlerle imkansızdır. Potansiyel yöntemler viskozitenin önemli olduğu küt cisim etrafındaki akım ayrılmasını ve bu sebeple oluşan girdapları yapısı gereği çözümleyememektedir. Viskozitenin önemli olduğu durumlar için Navier-Stokes denkleminin çözülmesi gerekir; ancak bu denklemin analitik yöntemle çözümü henüz üretilmemiştir. Bunun yanında bu tip bir problemi etkileyen birçok parametre bulunduğundan bütün parametreleri laboratuvar ortamında tek tek denemek de oldukça güç ve pahalıdır. Son yıllarda bilgisayar teknolojisinin baş döndürücü bir hızla gelişmesi ve günden güne daha da ucuzlamasıyla sayısal çözüm yöntemlerine başvurmak geçerli bir yöntem olmaya başlamıştır.

(1) no.'lu denklemde verilen zorlanmış titreşim denkleminde, denklemin sol tarafı cismin akış içerisindeki hareketini temsil ederken, sağ tarafı ise akışın cisim üzerinde uyguladığı kuvvete karşılık gelmektedir. Cismin akış içerisindeki ivmesi denklemin sol tarafında yalnız bırakılarak;

$$\ddot{y} = \frac{F - c\dot{y} - ky}{m} \quad (4)$$

elde edilir. İvme bilindiği zaman, cismin hızı ve konumu da aşağıdaki denklemler kullanılarak bulunabilir:

$$\int dy = \int \dot{y} dt = \int \ddot{y} dt dt \quad (5)$$

(5) no.'lu denklem sayısal olarak yazılarak,

$$y_{t+1} = y_t + U_{t+1} \cdot \Delta t \quad (6)$$

$$U_{t+1} = U_t + a_{t+1} \cdot \Delta t \quad (7)$$

yaklaşık olarak hesaplanabilir. Bu durumda girdap kaynaklı titreşim etkisinde kalan cismin akış içerisindeki konumu,

$$y_{t+1} = y_t + U_t \cdot \Delta t + a_{t+1} \cdot (\Delta t)^2 \quad (8)$$

olarak verilebilir. (8) no.'lu denklemde verilen a_{t+1} (4) no.'lu denklemden elde edilecektir. Bu durumda (4) no.'lu denklem sayısal olarak yazılacak olursa,

$$a_{t+1} = a_t + \frac{F_{t+1} - cU_t - ky_t}{m} \quad (9)$$

elde edilir. Bu durumda (8) no.'lu denklemde verilen konum denklemi aşağıdaki hali alır:

$$y_{t+1} = y_t + U_t \cdot \Delta t + \left(a_t + \frac{F_{t+1} - cU_t - ky_t}{m} \right) \cdot (\Delta t)^2 \quad (10)$$

(10) no.'lu konum denklemi girdap kaynaklı titreşimlere maruz kalan bir cismin her zaman adımındaki konumunu verecektir. Burada verilen F kuvveti, daha önceden de belirtildiği gibi akışın cisim üzerine uyguladığı kuvvettir. Akışın zorlamasıyla cismin akış içerisindeki hareketi başlayacaktır. Cismin kartezyen koordinat sisteminde başlangıç anında ($t = 0$) orijinde olduğu ($y = 0$) varsayılarak, cisim için başlangıç koşulları şu şekilde tanımlanabilir:

$$y_0 = U_0 = a_0 = 0 \quad (11)$$

Bu durumda akış başlar başlamaz ($t > 0$) akış içerisindeki cismin konumu şu şekilde olacaktır:

$$y_1 = y_0 + U_0 \cdot \Delta t + \left(a_0 + \frac{F_1 - cU_0 - ky_0}{m} \right) \cdot (\Delta t)^2 = \left(\frac{F_1}{m} \right) \cdot (\Delta t)^2 \quad (12)$$

Girdap kaynaklı titreşimler çift yönlü katı-sıvı etkileşimiyle ilgilidir. Sayısal algoritmanın çözüm yönteminden de anlaşılacağı üzere, cisim etrafındaki akış her zaman adımında *cisim sanki sabitmişçesine* çözümlenerek akışın cisme uyguladığı dikey kuvvet hesaplanmaktadır. Daha sonra bu kuvvet her zaman adımı sonunda cismin yeni konumunu hesaplamada kullanılmaktadır. Bu katı-sıvı etkileşiminin ilk adımını oluşturur. Cisim hareket ettikçe kendi etrafındaki akışı değiştirir. Bu da katı-sıvı etkileşiminin ikinci adımını oluşturmaktadır. Dolayısıyla, çift yönlü katı-sıvı etkileşimi hadisesi şu şekilde izah edilebilir: Akış içerisindeki cisim, akışın kendi üzerine uyguladığı kuvvetle tahrik olur ve hareket eder; bunun karşılığında da kendi üzerine gönderilen akışı bozar.

(10) no.'lu denklemin çözümü daha önce de belirtildiği gibi silindirik hareketini modellemede kullanılabilir, ancak burada en büyük sorun akışın cisim üzerine uyguladığı kuvvet F' 'i bulmaktır. Bu kuvveti hesaplayabilmek için akışı çözmek gerekir ve bu da ancak Navier-Stokes denklemlerinin tüm akış bölgesinde çözülmesiyle mümkün olmaktadır. Navier-Stokes denkleminin çözümü için bilgisayar kodu yazmak oldukça zahmetlidir ancak akış çözümü yapan piyasada birçok hazır paket program

bulunabilir. Bu tip paket programların içine bu bölümde anlatılan sayısal yöntem bir kod halinde okutularak girdap kaynaklı titreşimler için sayısal çözüm almak olanaklı hale gelmektedir.

5. Bazı deneysel ve sayısal sonuçlar

Girdap kaynaklı titreşimler üzerine literatürde geniş çaplı bir çok çalışma bulunabilir. Bu çalışmaların birçoğu ise birçok endüstride temel olarak kullanılan silindirler üzerinedir. Bu bölümde girdap kaynaklı titreşime maruz kalan silindirler üzerine yapılan bazı deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçları verilecek ve bazı parametrelerin girdap kaynaklı titreşimler üzerine etkileri incelenecektir.

Özellikle deniz bilimlerini ilgilendiren konularda temel olarak kullanılan boyutsuz katsayılar Reynolds Re ve Froude Fr sayıları olmasına karşın, girdap kaynaklı titreşimler genellikle indirgenmiş hız (reduced velocity) boyutsuz katsayısı kullanılarak incelenir. Cisimlerin akış içerisinde yaptıkları hareketin genliği A^* ve frekansı f^* indirgenmiş hız U^* 'ya karşılık gelecek şekilde grafiksel olarak verilir. U^* şu şekilde ifade edilir:

$$U^* = \frac{U}{f_n \cdot D} \quad (13)$$

Burada U akış hızı, f_n kütle-yay sisteminin doğal frekansı ve D silindirin çapıdır. Kütle-yay sisteminin doğal frekansı nerede bulunduğuyla bağlı olarak değişebilir. Vakum veya viskozitenin çok düşük olduğu hava içerisinde doğal frekans;

$$f_{n,v} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (14)$$

olarak verilirken, ek su kütesinin önemli bir bileşen olduğu su içerisinde doğal frekans

$$f_{n,w} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m + m_a}} \quad (15)$$

halini almaktadır. Burada k yay sabiti ve m silindir kütesini temsil ederken m_a ise ek su kütesini ifade eder. Ek su kütlesi aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$m_a = C_a m_d \quad (16)$$

Burada m_d silindirin yer değiştirdiği suyun kütesidir; yani

$$m_d = \pi \frac{D^2}{4} L \rho \quad (17)$$

olarak verilir. (16) no.'lu denklemde C_a ise ek su kütlesi katsayısını ifade eder ve ek su kütlesi indirgenmiş hızın bir fonksiyonu olmasına karşın, silindirler için literatürde genellikle $C_a = 1$ olarak alınır (Sarpkaya, 2004).

Boyutsuzlaştırılmış hareket genliği ve hareket frekansı aşağıdaki formüllerle tanımlanır:

$$A^* = \frac{A}{D} \quad (18)$$

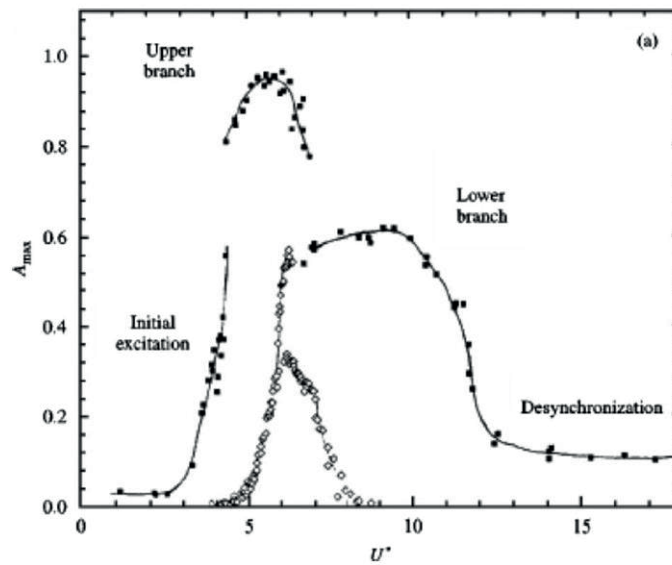
$$f^* = \frac{f_{osc}}{f_{n,v}} \text{ veya } f^* = \frac{f_{osc}}{f_{n,w}} \quad (19)$$

(19) no.'lu denklemde verilmiş olan boyutsuzlaştırılmış hareket frekansı, her iki şekilde de tanımlanmış olabilir. Çalışmalar incelenirken frekansın nasıl boyutsuzlaştırıldığına özellikle dikkat edilmelidir.

5.1. Farklı akışkanlar içerisinde girdap kaynaklı titreşimlere maruz kalan bir silindirin davranışı

Girdap kaynaklı titreşimler cismin içinde bulunduğu akışkanın özelliklerine bağlı olarak değişkenlik gösterebilir. Bunun muhtemel sebebi ek su kütesinin harekete olan etkisidir. (14) ve (15) no.'lu denklemlerde gösterildiği üzere, ek su kütesinin önemli bir parametre olduğu akış ortamında cismin frekansı farklılık göstermekte, bu da (13) no.'lu denklemde verilmiş olan indirgenmiş hız değerini değiştirebilmektedir.

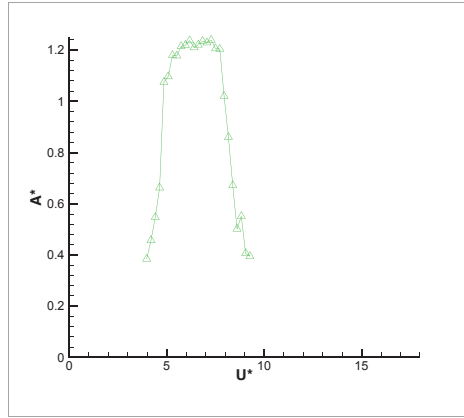
Feng'in 1968 yılında *havada* $10^4 < Re < 5 * 10^4$ aralığında yapmış olduğu deneylerle (Feng, 1968) Khalak ve Williamson'ın 1997 yılında $3.8 * 10^3 < Re < 10^4$ aralığında *su içerisinde* yaptığı deneylerin sonuçları (Khalak ve Williamson, 1996) arasındaki fark Şekil 6'da verilmektedir. Görüldüğü üzere silindirin akışa verdiği cevap farklı ortamlarda ciddi oranda farklılaşmaktadır. Örneğin, ilk tahrik (initial excitation) bölgesi suda daha erken başlamaktadır. Bunun yanında, su içerisinde havadaki deneylerde gözlemlenmeyen bir üst dal (upper branch) bölgesi gözlemlenmiştir. Su içerisinde belirli bir hız aralığında seyreden bir de alt dal (lower branch) bulunmaktadır. En son olarak, su içerisindeki deneylerde asenkron (desynchronization) bölge çok daha geç başlamakta ve hareket daha yavaş sönümlenmektedir. Hava içerisinde yapılan deneylerde şekilden de gözlemlenebileceği gibi $U^* > 9$ 'dan sonra silindir hareketi sona ermiştir.



Şekil 6. Havada (◇) ve suda (■) akış içerisindeki silindirin hareket genliği (Khalak ve Williamson, 1996).

Şekil 6'da gösterilen silindir hareketindeki farklılık pekala Reynolds sayısının etkisine de bağlanabilir. Şekil 6'da suda yapılan deneyler $Re < 10^4$ iken havada yapılan deneyler $Re > 10^4$ için verilmiştir. Bu sebeple şekil 7'de $Re > 10^4$ için suda yapılan deney sonuçları verilmiştir.

Şekil 7'den görülebileceği üzere suda benzer Reynolds sayılarında yapılan deneyler (Kınacı vd., 2016), Feng'in (1968) havada yaptığı deney sonuçlarına pek de benzememektedir. Sudaki deneylerde ölçülen hareket genliği havadakilere nazaran çok daha yüksektir. Ayrıca suda üst dalın varlığı açıkça görülmektedir.



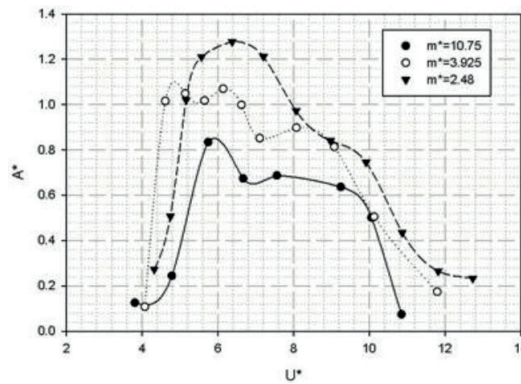
Şekil 7. $Re > 10^4$ için suda yapılan deney sonuçları (Kınacı vd., 2016).

5.2. Kütlelerin etkisi

Girdap kaynaklı titreşimler üzerinde kütle oranı önemli bir parametredir. Kütle oranı,

$$m^* = \frac{m}{m_d} \quad (20)$$

olarak verilir. Titreşimin engellenemediği durumlarda titreşen cismin ağırlığını artırarak titreşimi bastırmaya çalışmak mühendislikte çok eski zamanlardan beri başvurulan eski bir yöntemdir. Bu yöntemin geçerliliği şekil 8'de de görülmektedir. Lobo'nun (2012) yüksek lisans tezi için yaptığı çalışmada farklı kütlelerin hareket genliğine olan etkisi incelenmiş ve kütle artırımının genliği düşürdüğü ve üst dalı daralttığı tespit edilmiştir.



Şekil 8. Kütle oranının hareket genliğine olan etkisi (Lobo, 2012).

Kütleyi artırmanın hareketi nasıl kısıtladığını (4) no.'lu denklemden de görmek mümkündür. Diğer parametreler sabit kalmak kaydıyla kütle artırıldığı zaman cismin düşey eksenindeki ivmesi azalacak; bu de (5) no.'lu denklemden görülebileceği üzere hareketin genliğinin düşmesine yol açacaktır.

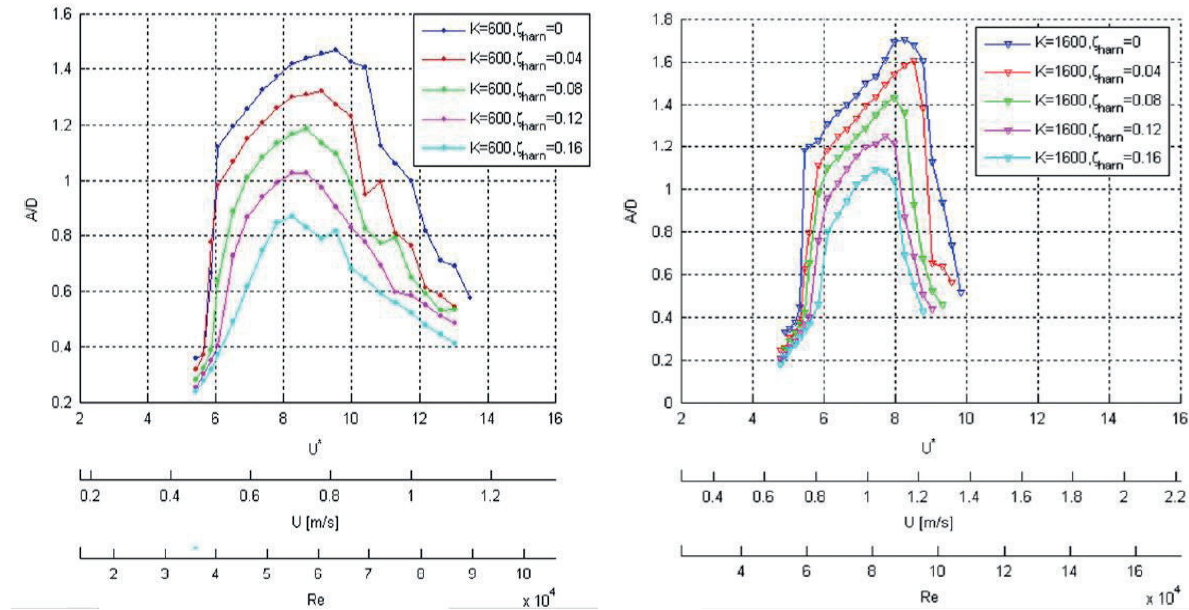
5.3. Sönümün etkisi

İçgüdüsel olarak düşünüldüğünde herhangi bir akışkan içerisinde bir kütle-yay sisteminin mekanik sönümünün artırılması ile hareketin genliğinin azalacağı tahmin edilebilir. Deney sonuçları ise bu tahmini doğrulamaktadır. Lee ve Bernitsas'ın (2011) çalışmasında silindir için verilen birçok deney sonucu mekanik sönümün artmasının, hareketin genliğini düşürdüğünü ve senkronizasyon bölgesini (range of synchronization) daralttığını doğrulamaktadır. Şekil 9'da iki farklı doğal frekansta sönümün etkileri ayrı grafikler olarak verilmiştir.

Şekil 9'dan da görülebileceği üzere mekanik sönümün artırılması silindirin hareketini önemli ölçüde etkilemektedir. Şekilde verilen sönüm katsayısı ζ şu şekilde ifade edilir:

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k(m + m_a)}} \quad (21)$$

Sönüm katsayısı ζ , (21) no.'lu denklemden de görülebileceği üzere sönüm c 'nin boyutsuzlaştırılmış halidir.



Şekil 9. Farklı frekanslarda mekanik sönümün etkisi (Lee ve Bernitsas, 2011).

5.4. Yay sabitinin etkisi

Yay sabitinin değiştirilmesi, silindirin akış içerisinde dikey yöndeki hareketini etkileyen önemli parametrelerden birisidir. Yay sabiti k , (1) no.'lu zorlanmış titreşim denkleminin içinde yer almakla birlikte, aynı zamanda birçok boyutsuz katsayının içinde de yer almaktadır. Bunlardan bazıları indirgenmiş hız U^* , doğal frekans ω_n ve sönüm katsayısı ζ 'dir. Dolayısıyla yay sabiti değiştirilirken,

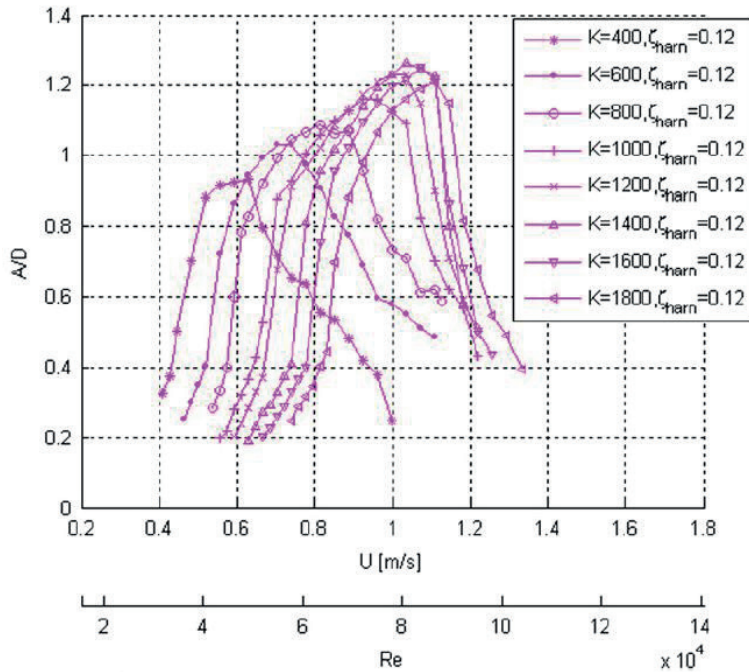
silindir hareketini nasıl etkilediğinin yanında, birçok boyutsuz parametrenin nasıl etkilendiği de göz önünde bulundurulmalıdır.

Şekil 10'da yay sabitinin silindir hareketi üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Aynı silindir, aynı akış şartlarında farklı yaylarla Lee ve Bernitsas (2011) tarafından deneye tabi tutulmuş ve silindirin yaptığı dikey hareket gözlemlenmiştir. Farklı yayların senkronizasyon bölgesinin genişliği üzerinde herhangi bir etkisi tespit edilememiştir. Ancak yay sabiti arttıkça üst dalın ötelenildiği fark edilmiştir. Bununla birlikte hareket genliğinin yay sabiti arttıkça arttığı da not edilmelidir. Köprüler inşa edilirken çok rijit bir şekilde inşa edilmemesinin sebebi budur. İstanbul'daki herhangi bir boğaz köprüsünden geçerken yaylanıyormuş gibi hissederiz. Bunun sebebi, köprülerin esen rüzgarla olası bir *kenetlenme* durumunda hareketinin genliğini kısıtlamak ve yıkılmasını önlemektir.

5.5. Bazı sayısal sonuçlar

Girdap kaynaklı titreşimlerin matematiksel modeli Bölüm 3'te, sayısal çözüm algoritması ise Bölüm 4'te sunulmuştur. (1) no.'lu denklemde verilen zorlanmış titreşim denkleminin analitik yollarla da bazı çözümleri bulunmasına karşın, bu analitik çözümler deneylerden gelen bazı verilerle desteklenmek durumundadır. Analitik yöntemlerden birisi (Kınacı vd., 2016) çalışmasında kısaca verilmiştir ancak deney yapacak imkanın bulunmadığı durumlarda lineerleştirilmiş bu matematiksel modeller tek başına yetersiz kalmaktadır. Bu sebeple bu bölümde yalnızca Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak alınmış birkaç sonuç verilmiştir.

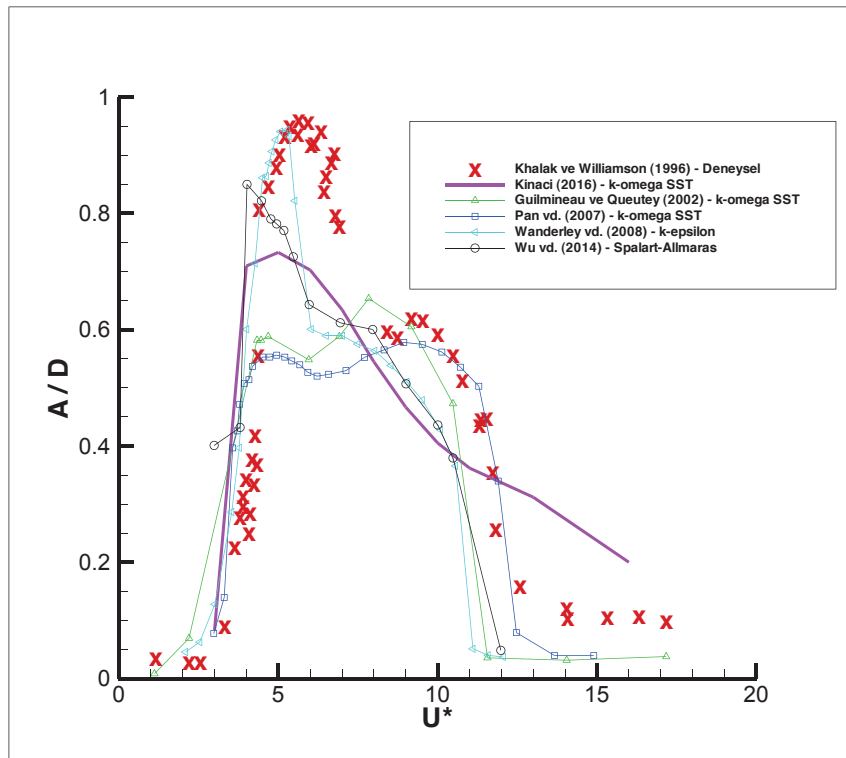
Sayısal sonuçların gerçekleşmesi literatürde genellikle (Khalak ve Williamson, 1996) çalışmasında yayınlanan, bir silindir üzerinde $3800 < Re < 10000$ aralığı için verdiği deney sonuçları ile yapılır. Literatürdeki birçok sayısal çözümün karşılaştırması (Kınacı, 2016) çalışmasında yapılmıştır. Bu sonuçların karşılaştırılması Şekil 11'de verilmiştir.



Şekil 10. Yay sabitinin etkisi (Lee ve Bernitsas, 2011).

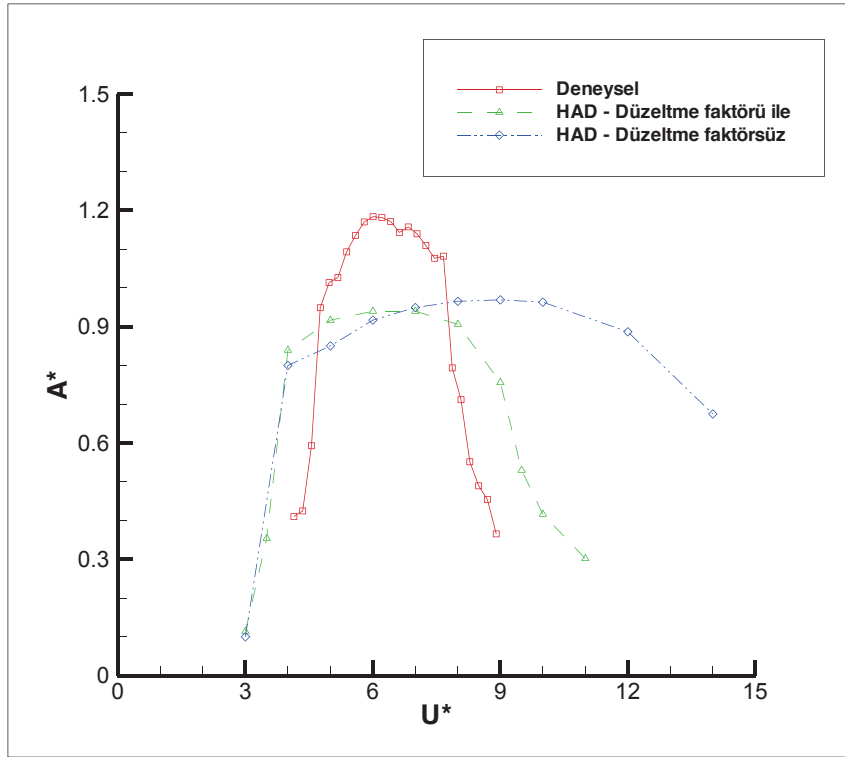
Şekil 11'den de görülebileceği üzere tüm sayısal çalışmaların genel problemi üst daldaki yüksek hareket genliğinin tutturulmasıdır. Deneylere en yakın sonuçlar Wanderley'in (2008) çalışmasında yakalanmıştır. Kınacı (2016) ve Wu vd. (2014) çalışmalarında ise kısmen iyi sonuçlar elde edilebilmiştir. Ancak sayısal çalışmalardaki başka bir problem ise Re sayısı arttıkça, birçok sayısal algoritmanın iyi sonuç verememesidir. Literatürdeki sayısal sonuçlar genellikle $Re < 10000$ için verilmektedir. Ancak bu Re sayıları gerçek yapılar için oldukça düşük kalmaktadır. Daha yüksek Re sayılarında doğru sayısal sonuçlar alınabilmesi için çalışmalar devam etmektedir.

Sayısal sonuçların deney sonuçlarıyla hala yeterince uyumlu olamamasının sebebi, kullanılan türbülans modellerinin oldukça karmaşık bir hadise olan girdap kaynaklı titreşimler için yetersiz kalmasıdır. Bunun yanında üç boyutlu etkilerin yeterince temsil edilememesi, kullanılan laboratuvarların farklı yapılarda olması ve göreceli olarak değişik sonuçlar vermesi, silindir üzerindeki uç etkilerin yeterince modellenememesi gibi sorunlar problemi karmaşıklaştırmaktadır. Şekil 12'de $25000 < Re < 125000$ aralığı için silindirin iki boyutlu sayısal çözümü ile silindir uç etkilerinin sayısal algoritmaya bir düzeltme faktörüyle dahil edildiği sayısal sonuçların bir karşılaştırması verilmiştir (Kınacı vd., 2016).



Şekil 11. Khalak ve Williamson (1996) deneyleriyle literatürdeki bazı sayısal sonuçların karşılaştırılması (Kınacı, 2016).

Görüldüğü üzere üç boyutlu etkilerin iki boyutlu sayısal çözümlere basit bir düzeltme faktörüyle dahil edilmesi sonuçların deneylerle olan uyumunu artırmıştır. Bu ve buna benzer yaklaşımlarla, ileriki yıllarda yüksek Re sayılarında bile girdap kaynaklı titreşimler için gerçeğe daha yakın sayısal sonuçlar alınmanın mümkün olabileceği düşünülmektedir.



Şekil 12. Yüksek Re sayılarında iki boyutlu sayısal çözüm ile üç boyutlu etkilerin dahil edildiği sayısal çözümün deneylerle karşılaştırması.

6. Deniz bilimleri alanındaki bazı uygulamalar

Bu çalışmada çok kısaca temel olarak bahsedilen girdap kaynaklı titreşimler teorisi bir köprü örneği üzerinden anlatılmasına karşın, deniz bilimleri alanında da oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Kimi araştırmalar bu hareketi tamamen sönmek ve yapılarda oluşabilecek zararları engellemek üzerine olsa da, diğer bazı araştırmalar bu hareketi azami hale getirilerek enerji üretilmesi üzerinedir.

Girdap kaynaklı titreşimler, açık deniz mühendisliğini ilgilendiren birçok yapıda bir dizayn kriteri olarak görülmektedir. Deniz altı boru döşeme veya petrol platformu inşası gibi denizde çalışması oldukça güç yapılar için ilk incelenmesi gereken hadiselerden birisidir. Konu üzerine son 60 yılda yapılan çalışmalar, petrol platformlarının daha derin sulara inşa edilebilmesinin önünü açmış ve daha derin sondaj üniteleriyle eskiden erişilmesi güç petrol kaynaklarına ulaşılmıştır. Ayrıca gemilerin demirlemesi ve bu durumda konumunu kaybetmemesi açısından da konu önem taşımaktadır. Verilen örnekler için girdap kaynaklı titreşimler arzu edilmeyen bir doğa hadisesi olarak görülmekte ve etkileri olabildiğince asgari düzeye çekilmek istenmektedir.

Bunun yanında, girdap kaynaklı titreşimleri olabildiğince azami boyutlara taşıyarak bundan enerji üretmeye çalışan araştırmacılar ve bu konu üzerine yapılan çalışmalar da son yıllarda artmıştır. VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy) adı verilen sistem deniz ve nehirlerdeki akıntılardan silindir-yay sistemiyle enerji üretmeyi hedeflemektedir (Bernitsas ve Raghavan, 2004). Konu ile ilgili olarak (Bernitsas vd., 2008) ve (Vinod ve Banerjee, 2014) incelenebilir.

7. Sonuçlar

Bu çalışmada akış kaynaklı titreşimler arasında en yaygın karşılaşılan durum olan girdap kaynaklı titreşimler anlatılmaya çalışılmıştır. rnek bir vaka üzerinden fiziksel açıklamalar ve matematik model verilmiştir. Bilindiği kadarıyla Türkiye’de henüz böyle bir deney yapılmamıştır ve bu tip deneylerin yapılabileceği laboratuvar sayısı ülkemizde azdır. Bu sebeple sayısal zm yöntemi üzerinde de durulmuş ve bu sayısal modeli kullanan bazı sayısal sonuçlar örnek olarak verilmiştir. Bunun yanında girdap kaynaklı titreşimlerin farklı akışkanlar içerisindeki davranışları ile kütle, yay sabiti ve sönüm gibi bazı parametrelerin titreşimler üzerine etkisi literatürden sonuçlar verilerek incelenmiştir. Son olarak da deniz bilimleri alanındaki bazı uygulamalara değinilmiştir.

Bu alışma vesilesiyle, kıyı ve açık deniz mühendisliğini ilgilendiren yapıların neredeyse hepsinde önemli bir dizayn kriteri olarak incelenen girdap kaynaklı titreşimler konusu üzerine yapılacak çalışmaların artması umulmaktadır. Yüksek teknoloji içeren ve katma değeri yüksek olan deniz yapılarının ülkemizde de tasarlanabilmesi ve retilbilmesi açısından konunun önem arz ettiği düşünülmektedir.

Teşekkür

Bu alışma Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü’nce desteklenmiştir. Proje No: 2015-10-01-GEP01.

Kaynaklar

Bernitsas, M. M. and Raghavan, K., 2004, “Converter of Current/Tide/Wave Energy”, Provisional Patent Application, U.S. Patent and Trademark Office, Serial No. 60/628,252.

Bernitsas, M. M., Raghavan, K., Ben-Simon, Y. and Garcia, E. M. H., 2008, “VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy): A new concept in generation of clean and renewable energy from fluid flow”. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 130, 041101.

Blevins, R., 2001, “Flow-induced vibration”. Krieger Publishing Co., Malabar, Florida.

Feng, C. C., 1968, “The measurements of vortex-induced effects in flow past a stationary and oscillating circular and d-section cylinders”, Yüksek Lisans Tezi, University of British Columbia, Vancouver, Kanada.

French, A. P., 1971, “Vibrations and Waves”. The M.I.T. Introductory Physics Series, New York.

Khalak, A., Williamson, C.H.K., 1996, “Dynamics of a hydroelastic cylinder with very low mass and damping”. Journal of Fluids and Structures, 10, s. 455-472.

Kinaci, O. K., 2016, “2-D URANS simulations of vortex induced vibrations of circular cylinder at TrSL3 flow regime”. Journal of Applied Fluid Mechanics, 9(5).

Kinaci, O. K., Lakka S., Sun, H. and Bernitsas, M. M., 2016, “Effect of tip-flow on vortex induced vibration of circular cylinders for $Re < 1.2 * 10^5$ ”. Ocean Engineering, 117, s. 130-142.

Kinaci, O. K., Lakka S., Sun, H., Fassezke, E. and Bernitsas, M. M., 2016, "Computational and experimental assessment of turbulence stimulation on flow induced motion of a circular cylinder". *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 138, 041802.

Lee, J. H., Bernitsas, M. M., 2011, "High-damping, high-Reynolds VIV tests for energy harnessing using the VIVACE converter". *Ocean Engineering*, 38, s. 1697-1712.

Lobo, V. M., 2012, "Design of a vortex induced vibration based marine hydro-kinetic energy system", Yüksek Lisans Tezi, Missouri University of Science and Technology, Amerika Birleşik Devletleri.

Sarpkaya, T., 2004, "A critical review on the intrinsic nature of vortex-induced vibrations". *Journal of Fluids and Structures*, 19, s. 389-447.

Sumer, B. M., Fredsoe, J., 1997, "Hydrodynamics around cylindrical structures". World Scientific, Singapore.

Tacoma Narrows Bridge, Internet kaynağı: Wikipedia. 1 Ağustos 2016, Erişim sayfası: https://en.wikipedia.org/wiki/Tacoma_Narrows_Bridge

Vinod, A., Banerjee, A., 2014, "Surface protrusion based mechanisms of augmenting energy extraction from vibrating cylinders at Reynolds number $3 * 10^3 - 3 * 10^4$ ". *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 6, 063106.

Wanderley, B., Souza, G., Sphaier, S. and Levi, C., 2008, "Vortex-induced vibration of an elastically mounted circular cylinder using an upwind TVD two-dimensional numerical scheme". *Ocean Engineering*, 35, s. 1533-1544.

Wu, W., Bernitsas, M. M. and Maki, K., 2014, "RANS simulation versus experiments of flow induced motion of circular cylinder with passive turbulence control at $35,000 < Re < 130,000$ ". *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 136, 041802.

Zdravkovich, M. M., 2003, "Flow Around Circular Cylinders". New York: Oxford University Press.

