

1225-0767(ISSN Print)
2287-6715(ISSN Online)
한국연구재단 우수등재학술지

한국해양공학회지

제33권 제2호 (통권 제147호)

2019년 4월

**Journal of Ocean Engineering
and Technology**



Vol. 33, No. 2 (Serial Number 147)
April 2019

사단법인 **한국해양공학회**

The Korean Society of Ocean Engineers

<http://www.joet.org>

한국해양공학회 Journal of Ocean Engineering and Technology

편집위원회

위원장

정준모 인하대학교

편집이사

김윤해 한국해양대학교
신성원 한양대학교
안석환 중원대학교
최형식 한국해양대학교

편집위원

강희진 한국해양과학기술원
고대은 동의대학교
구원철 인하대학교
권순철 부산대학교
김국현 동명대학교
김영훈 경남대학교
김진환 카이스트
김현식 동명대학교
남보우 한국해양과학기술원
류용욱 부경대학교
박종천 부산대학교
백광준 인하대학교
송창용 목포대학교
윤현규 창원대학교
이강수 한국해양과학기술원
이우동 경상대학교
이중현 제주대학교
이탁기 경상대학교
임영섭 서울대학교
정동호 한국해양과학기술원
정세민 조선대학교
하태민 강원대학교
허정원 전남대학교

국제논문 편집위원

Ahmet Ergin, Istanbul Technical University
Atilla Incecik, University of Strathclyde
Gökhan Tansel Tayyar, Istanbul Technical University
Hooi-Siang Kang, Universiti Teknologi Malaysia
Moo Hyun Kim, Texas A&M University
Norimi Mizutani, Nagoya University
Do Kyun Kim, PETRONAS University of Technology(UTP)

연구윤리위원회

위원장

서성부 동의대학교

운영분과 및 심의 교육·분과 위원

구원철 인하대학교
윤현규 창원대학교

Editorial Boards

Editor-in-Chief

Joonmo Choung, Inha University, Korea

Manuscript Editors

Yun Hae Kim, Korea Maritime and Ocean University, Korea
Sungwon Shin, Hanyang University, Korea
Seokhwan Ahn, Jungwon University, Korea
Hyeungsik Choi, Korea Maritime and Ocean University, Korea

Editorial Board Members

Hee Jin Kang, KRISO, Korea
Daeun Ko, Dong-Eui University, Korea
Weoncheol Koo, Inha University, Korea
Soonchul Kwon, Pusan National University, Korea
Kookhyun Kim, Tongmyong University, Korea
Younghun Kim, Kyungnam University, Korea
Jinwhan Kim, KAIST, Korea
Hyun-Sik Kim, Tongmyoung University, Korea
Bo Woo Nam, KRISO, Korea
Yong Uk Ryu, Pukyong National University, Korea
Jong Chun Park, Pusan National University, Korea
Kwang-Jun Paik, Inha University, Korea
Chang Yong Song, Mokpo National University, Korea
Hyeon Kyu Yoon, Changwon National University, Korea
Kangsu Lee, KRISO, Korea
Woo Dong Lee, Gyeongsang National University, Korea
Chong Hyun Lee, Jeju National University, Korea
Tak Kee Lee, Gyeongsang National University, Korea
Youngsub Lim, Seoul National University, Korea
Dongho Jung, KRISO, Korea
Se-Min Jeong, Chosun University, Korea
Taemin Ha, Kangwon National University, Korea
Jungwon Huh, Chonnam National University, Korea

International Advisory Editorial Board Members

Ahmet Ergin, Istanbul Technical University, Turkey
Atilla Incecik, University of Strathclyde, UK
Gökhan Tansel Tayyar, Istanbul Technical University, Turkey
Hooi-Siang Kang, Universiti Teknologi Malaysia, Malaysia
Moo Hyun Kim, Texas A&M University, USA
Norimi Mizutani, Nagoya University, Japan
Do Kyun Kim, PETRONAS University of Technology(UTP), Malaysia

Research and Ethics Boards

Chief

Sung-Bu Suh, Dongeui University, Korea

Management and Deliberative and Education Department

Weoncheol Koo, Inha University, Korea
Hyeon Kyu Yoon, Changwon National University, Korea

AIMS and SCOPE

Journal of Ocean Engineering and Technology (JOET) is a medium for the publication of original research and development work in the field of ocean engineering. JOET covers the entire range of issues and technologies related to the following topics:

Marine hydro-mechanics including: Design of marine structures; Resistance and propulsion; Seakeeping and maneuvering; Experimental and computational fluid dynamics; Ocean wave mechanics; Thermodynamics and heat transfer; Hydraulics and pneumatics;

Marine structure-mechanics including: Structural strength; Fatigue strength; Optimization and reliability; Arctic technology and extreme mechanics; Noise, vibration, and acoustics; Plasticity engineering; Concrete engineering;

Coastal civil engineering including: Coastal structure engineering; Port and harbor structure engineering; Soil engineering; Drilling and exploration; Hydraulics of estuary; Seismic engineering; Coastal disaster prevention engineering;

Marine material engineering including: Metallic material engineering; Organic material engineering; Ceramics; Composite material engineering; Materials evaluation engineering; Surface engineering; Tribology;

Information technology and convergence fields including: Design for safety; IT-based design; IT-based production engineering; Welding mechanics; Design of underwater vehicle; Offshore energy system design; Environment and system evaluation; Control engineering; GPS and GIS; Inspection and sensor; Port and logistics; Leisure boat and deep sea water; Offshore process systems engineering;

Conference papers, research papers, diploma papers and academic articles can be submitted. All of the manuscripts are peer-reviewed.

GENERAL INFORMATION

“Journal of Ocean Engineering and Technology” is the official journal by “The Korean Society of Ocean Engineers”. The ISO abbreviation is “J. Ocean Eng. Technol.” and acronym is “JOET”. It was launched in 1987. It contains original research articles, case reports, brief communications and reviews on technical issues. It is published bimonthly in February, April, June, August, October, and December each year. Supplement numbers are published at times. All of the manuscripts are peer-reviewed.

Full text is freely available from <http://www.joet.org> and <http://www.ksoe.or.kr> without signing in. This journal was supported by the Korean Federation of Science and Technology Societies(KOFST) grant funded by the Korean government. Total or a part of the articles in this journal are abstracted in NRF (National Research Foundation Fund of Korea), Google Scholar, DOAJ(Directory of Open Access Journals), and KCI (Korean Citation Index).

Manuscript should be submitted via the online manuscript website <http://www.joet.org> Other correspondences can be sent via an email to the Editor in Chief.

Correspondence concerning business matters should be addressed to Secretary-Treasurer of KSOE, Heejin Lee, President O/T room No.1302, 13, Jungang-daero 180beon-gil, Dong-gu (48821), Busan, Korea (Tel: +82 51 759 0656, e-mail: ksoehj@ksoe.or.kr).

A subscription to the journal can be obtained by sending your order to or e-mailing to Secretary-Treasurer of KSOE. The annual charge for subscription is 100,000KRW or equivalent.

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

© 2019 by The Korean Society of Ocean Engineers (KSOE) / ISSN(print) 1225-0767 / ISSN(online) 2287-6715

© It is identical to Creative Commons Non-Commercial Licenses.

This paper meets the requirements of KS X ISO 9706, ISO 9706-1994, and ANSI/NISO Z39.48-1992 (Permanence of Paper)

Printed on April 30, 2019 by Hanrimwon Co., Ltd., Seoul, Korea.

목 차

제33권 제2호 (통권 제147호)

2019년 4월

<연구논문>

DP보조계류시스템의 위치제어를 위한 격자 기반의 제어목표점 선정 전략 최솔미 · 이재용 · 이승재 · 이대수 · 정광효	99
슬로싱 액체 댐퍼를 이용한 사각형 폰툰의 운동 저감 조일형	106
비대칭 형상 파력발전 로터의 선형 거동에 대한 수치적 · 실험적 연구 김동은 · Sunny Kumar Poguluri · 고행식 · 이혜빈 · 배윤혁	116
굽은 형상을 가지는 라이저 주위 유동 특성에 관한 연구 정재환 · 오승훈 · 남보우 · 박병원 · 권용주 · 정동호	123
규칙과 중 사각형 부유식 구조물의 횡동요 운동특성에 대한 연구 김민규 · 정광효 · 박성부 · 이강남 · 박일룡 · 서성부	131
MGO Chiller 시스템의 제어 방식에 따른 온도 동특성 연구 조희주 · 김성훈 · 최정호	139
면내조합하중과 횡압 하의 선박 이중판 설계시스템 구축 함주혁	146
Door Opening부의 보강재 형상변화에 따른 용접 변형 특성 이동훈 · 서정관 · 이명수 · 현충민	153
쇄빙연구선 ARAON호의 북극해 실측 데이터에 기초한 국부 빙하중 추정식의 수정 조성록 · 최경식	161
수중 자율작업용 로봇 플랫폼 개발 여태경 · 최현택 · 이윤건 · 채준보 · 이영준 · 김성순 · 박상현 · 이태희	168
URI-T, 해저 케이블 매설용 ROV의 선수각 제어 및 실패역 검증 조건래 · 강형주 · 이문직 · 이계홍	178

<기술논문>

Flapping Foil을 적용한 위치유지시스템 개발을 위한 운동시험 유영재 · 심우림 · Rupesh Kumar · 김동주 · 신현경	189
고속 여객선 선미부 과대 진동/소음 감소를 위한 연구 신윤길	196

<오류 및 정정>

논문 정정: 회파블록케이스 방파제의 수리학적 성능에 관한 실험적 연구 김인철 · 박기철	203
-----------------------------------------------------------	-----

CONTENTS

Volume 33, Number 2

April, 2019

<Original Research Articles>

- Grid-Based Set Point Generation Strategy for Position Control of Dynamic Positioning Assisted Mooring System
Sol-Mi Choi, Jaeyong Lee, Seung Jae Lee, Daesoo Lee and Kwang-Hyo Jung 99
- Motion Reduction of Rectangular Pontoon Using Sloshing Liquid Damper
Il-Hyoung Cho 106
- Numerical and Experimental Study on Linear Behavior of Salter's Duck Wave Energy Converter
Dongun Kim, Sunny Kumar Poguluri, Haeng Sik Ko, Hyebin Lee and Yoon Hyeok Bae 116
- Numerical Study on Flow Characteristics Around Curved Riser
Jae-Hwan Jung, Seunghoon Oh, Bo-Woo Nam, Byeongwon Park, Yong-Ju Kwon and Dongho Jung 123
- Study on Roll Motion Characteristics of a Rectangular Floating Structure in Regular Waves
Min-Gyu Kim, Kwang-Hyo Jung, Sung-Boo Park, Gang-Nam Lee, Il-Ryong Park and Sung-Bu Suh 131
- Study of Temperature Dynamic Characteristics of Various Control Methods for MGO Chiller System
Hee-Joo Cho, Sung-Hoon Kim and Jungho Choi 139
- Development of Doubler Plate Design System for Ship Structure Subjected to In-plane Combined Loads
and Lateral Pressure
Juh-Hyeok Ham 146
- Welding Distortion Characteristics of Door Openings According to Changing Shape of Stiffener
Dong-Hun Lee, Jung-Kwan Seo, Myung-Su Yi and Chung-Min Hyun 153
- Modification of Local Ice Load Prediction Formula Based on IBRV ARAON's Arctic Field Data
Sungrok Cho and Kyungsik Choi 161
- Development of Robot Platform for Autonomous Underwater Intervention
Taekyeong Yeu, Hyun Taek Choi, Yoongeon Lee, Junbo Chae, Yeongjun Lee, Seong Soon Kim,
Sanghyun Park and Tae Hee Lee 168
- Heading Control of URI-T, an Underwater Cable Burying ROV: Theory and Sea Trial Verification
Gun Rae Cho, Hyungjoo Kang, Mun-Jik Lee and Ji-Hong Li 178

<Technical Articles>

- Feasibility Study for Development of New Stationkeeping System
Young-Jae Yu, Woo-Lim Sim, Rupesh-Kumar, Dong-Ju Kim and Hyun-Kyoung Shin 189
- Study on Reduction of Excessive Noise and Vibration of Aft Part of High Speed Ro-Ro Passenger Ship
Yunkil Shin 196

<Erratum>

- Corrigendum to: Experimental Study on Hydraulic Performance of Perforated Caisson Breakwater with
Turning Wave Blocks
In-Chul Kim and Ki-Chul Park 203

Grid-Based Set Point Generation Strategy for Position Control of Dynamic Positioning Assisted Mooring System

Sol-Mi Choi^{ID*}, Jaeyong Lee^{ID**}, Seung Jae Lee^{ID*}, Daesoo Lee^{ID**} and Kwang-Hyo Jung^{ID***}

^{*}Division of Naval Architecture and Ocean Systems Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Busan, Korea

^{**}Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Dong-eui University, Busan, Korea

^{***}Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

DP보조계류시스템의 위치제어를 위한 격자 기반의 제어목표점 선정 전략

최솔미^{ID*} · 이재용^{ID**} · 이승재^{ID*} · 이대수^{ID**} · 정광효^{ID***}

^{*}한국해양대학교 조선해양시스템공학과

^{**}동의대학교 조선해양공학과

^{***}부산대학교 조선해양공학과

KEY WORDS: DP assisted mooring system DP보조 계류시스템, Tension reduction control 장력감소제어, Grid 격자, Set point 목표 지점, Fuel consumption reduction 연료소모감소

ABSTRACT: Unlike typical a dynamic positioning (DP) system, a DP-assisted mooring system must determine a set point (SP) that can ensure a mooring tension safety range to prevent an excessive increase in mooring tension. In this paper, a new algorithm for determining the SP is suggested in order to reduce the tension on all the mooring lines. To determine the SP, a working area around the vessel is represented by a rectangular grid. Thus, the size of the grid area is limited considering the offset of a vessel with a mooring system. At each grid's nodes, the resultant tension from all the mooring lines is estimated using the time history of the tension and vessel's position. The results of static analyses for each grid position are used to estimate the global tension. Consequently, the SP is automatically selected as a position satisfying criterion for minimizing the total tension. In order to validate the suggested algorithm, a motion simulation with the control system in the time domain and a discussion of the results are presented.

1. 서 론

해양에서 운용되는 부유식 해양 구조물의 위치유지는 계류선을 이용한 계류시스템과 추진기의 추력을 이용한 동적 위치유지 시스템인 DP(Dynamic positioning) 시스템이 일반적으로 사용되고 있다. DP보조계류시스템(DP assisted mooring system)은 계류시스템과 DP시스템을 결합한 형태로써, 극한의 환경조건에서 계류시스템만으로는 위치유지 기능을 적절히 수행할 수 없을 때, 독립적인 위치유지시스템보다 우수한 위치유지성능을 제공한다. 또한 DP보조계류시스템의 적용은 깊은 수심에 설치된 부유식 해양 구조물의 계류선에 과도한 무게상승이 유발될 경우 재료로 인한 부하를 줄일 수 있다는 장점이 있다. Ryu and Kim(2003)은 수심이 매우 깊은 지역 및 극한의 환경을 견뎌야

하는 영구적인 플랫폼에는 단독적인 DP시스템을 사용하는 것보다 DP보조계류시스템을 사용하는 것이 합리적임을 보였다.

이러한 DP보조계류시스템은 단독적인 DP시스템과 달리 계류선의 장력을 고려하여 제어 목표점인 Set point(SP)를 선정하는 것이 필요하다. 따라서 안전한 생산활동을 보장하기 위하여 SP는 계류시스템의 장력과 구조물의 위치를 안전 범위 내에 유지시킬 수 있는 위치가 되어야만 한다(Nguyen and Sørensen, 2009a).

Barth Berntsen et al.(2008)는 계류선의 신뢰도지수(Reliability Index)를 이용하여 지속적으로 신뢰도지수를 허용 범위에 유지시킬 수 있는 SP 제어법을 제안하였다. 이 방법을 사용한 제어는 신뢰도지수를 사용하여 계류시스템의 안전을 직관적으로 제어할 수 있지만 장력의 동적인 요소에 의한 순간적인 구조물의 위치변화 및 장력변화를 고려할 수 없다는 단점이 있다.

Received 1 January 2019, revised 19 February 2019, accepted 22 February 2019

Corresponding author Seung Jae Lee: +82-51-410-4309, slee@kmou.ac.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8992-6915

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of Fall Conference of KSOE 2018 in Incheon.

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Nguyen and Sørensen(2009b)는 SP 설정법을 일반적인 환경과 거친 환경으로 나누어 설명하고 있으며 특히, 거친 환경에서 계류 시스템의 파단을 방지하기 위한 목적으로 SP를 초기 위치에 가깝게 설정해야함을 강조하였다. 이 방법의 경우 계류시스템의 안전은 보장할 수 있으나 과도한 연료 소모를 유발할 수 있는 가능성이 존재한다.

본 연구에서는 SP를 설정하기 위하여 구조물의 위치와 장력 변화량을 이용한 장력 추측방법을 제안하였다. 장력이 가장 적을 것으로 예상되는 위치를 SP로 설정하는 전략을 구상하였으며 장력 추측을 위한 방법으로 국소장력과 전역장력을 함께 고려하는 방법을 제안하였다. 국소장력은 현재와 과거의 구조물 위치 및 장력을 이용하여 수식을 통해 계산되었으며 전역장력은 구조물과 계류시스템의 정적 해석을 수행하여 산출되었다. 최종적으로, SP는 두 요소의 중첩에 의해 결정되었으며 시뮬레이션을 통하여 본 연구의 결과를 입증하였다.

2. 국소장력

2.1 목적

국소장력은 장력 추측을 위해 사용된 요소 중 하나이며 구조물의 위치 변화에 따른 장력 변화량을 기반으로 구조물이 주변 위치로 이동하였을 때 예상되는 장력의 변화량을 추측한 값이다. 국소장력을 이용하여 장력의 증가 및 감소 방향을 추측할 수 있으며 SP 선정을 위한 방향성 제시를 위하여 사용되었다.

2.2 격자의 생성

국소장력은 국소격자라는 영역을 기반으로 계산되었다. 이처럼 본 연구에서는 구조물의 활동 범위를 격자로 나타내었다. 전역격자는 Fig. 1에 실선으로 명시한 격자이며 격자의 중심위치는 구조물의 설계 위치를 나타낸다. 국소격자는 Fig. 1에 빗금으로 표시된 격자이다. 국소격자는 이동하는 구조물의 현재위치 중심으로 형성되기 때문에 이동에 따라 업데이트되는 격자이다.

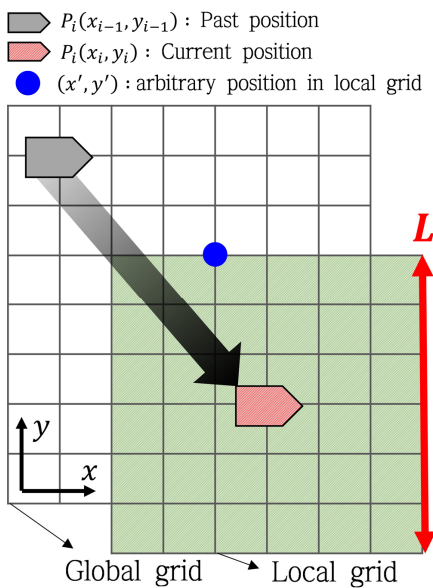


Fig. 1 Schematic of grids

두 종류의 격자 크기는 계류시스템의 와치서클(Watch circle)을 고려하여 설정하였다. 이는 SP로 선정될 수 있는 위치를 와치서클 내로 제한하여 위치제어 과정에서 발생할 수 있는 계류시스템의 과도한 장력상승을 방지하기 위한 목적이다.

2.3 국소장력 계산과정

2.3.1 국소장력 변수

국소장력은 구조물의 최근 위치 및 장력 추이를 이용하여 계산될 수 있는 요소이다. 따라서 계산을 위하여 사용된 위치 및 장력은 식 (1)부터 식 (4)에 걸쳐 정의되었으며, 각각 현재 위치 및 과거 위치 그리고 현재 장력 및 과거 장력을 나타낸다. 과거와 현재의 편차를 기반으로 국소장력이 추측되므로 이를 위한 위치와 장력의 편차를 각각 식 (5)-(6)으로 정의하였다.

$$P_i = (x_i, y_i) \quad (i = \text{time step}) \quad (1)$$

$$P_{i-1} = (x_{i-1}, y_{i-1}) \quad (2)$$

$$T_i = [T_1, T_2, \dots, T_n]_i^T \quad (n = \text{the number of mooring line}) \quad (3)$$

$$T_{i-1} = [T_1, T_2, \dots, T_n]_{i-1}^T \quad (4)$$

$$\begin{cases} \Delta x = x_i - x_{i-1} \\ \Delta y = y_i - y_{i-1} \end{cases} \quad (5)$$

$$\Delta T_n = (T_n)_i - (T_n)_{i-1} \quad (6)$$

2.3.2 국소장력 계산모델

계류시스템의 장력 변화를 이동거리에 대한 선형으로 가정하면 식 (7)을 통해 구조물이 과거의 위치에서 현재의 위치까지 이동한 단위거리 당 장력변화량을 정의할 수 있다. 국소장력계산과정은 정의된 위치와 장력 변화량을 기반으로 국소격자의 모든 위치에서 장력을 계산하는 과정이다. 따라서 식 (7)의 단위 장력변화량인 $Unit T_x, Unit T_y$ 에 국소격자의 위치와 과거 구조물위치의 편차를 곱하면 국소격자의 각 위치에서의 장력을 추측할 수 있다. Fig. 1에 점으로 명시된 국소격자의 임의의 위치를 (x', y') 로 가정하면 위치 편차는 식 (8)과 같이 계산될 수 있다. 식 (9)를 통해 위치편차인 $(\Delta x', \Delta y')$ 를 단위 장력변화량에 곱하면 해당 격자 위치에서의 장력인 $(T_x, T_y)'_n$ 를 추측할 수 있다. 추측된 x, y 방향의 장력은 식 (10)에 따라 합산하여 한 계류선에 대한 국소장력으로 사용되었다. 본 연구에서는 예측된 장력의 크기가 아닌 증감경향을 보기 위하여 식 (10)과 같이 x, y 방향의 장력을 합산하였다. 식 (10)까지는 국소격자의 한 위치에서 하나의 계류선에 대한 장력추측과정이다. 따라서 식 (10)의 장력은 계류선의 개수만큼 반복 계산되며 각 계류선마다 계산된 장력은 최종적으로 식 (11)을 이용하여 합산되었다. 본 연구에서 SP는 구조물의 생존이 아닌 생활활동의 효율 증대를 위한 장력 감소를 목적으로 하고 있다. 따라서 단일이 아닌 전체 계류시스템의 장력을 줄일 수 있는 SP를 선정하기 위하여 국소장력은 식 (11)에 따라 각 계류선의 장력을 모두 합하여 산출하였다.

$$(Unit\ T_x)_n = \frac{\Delta T_n}{\Delta x}, (Unit\ T_y)_n = \frac{\Delta T_n}{\Delta y} \quad (7)$$

$$(\Delta x', \Delta y') = (x' - x_{i-1}, y' - y_{i-1}) \quad (8)$$

$$(T_x, T_y)'_n = ((Unit\ T_x)_n \times \Delta x', (Unit\ T_y)_n \times \Delta y') \quad (9)$$

$$(T_n)' = (T_x)'_n + (T_y)'_n \quad (10)$$

$$T = \sum_{n=1}^N (T_n)' \quad (N = \text{the number of mooring line}) \quad (11)$$

2.4 국소장력 계산 시뮬레이션

2.4.1 대상선형과 계류시스템

국소장력의 계산과정은 식 (1)에서 식 (11)의 과정을 통해 수행되었으며 식 (1)-(3)의 계산에 사용된 데이터는 3시간 계류해석으로부터 산출하였다. 계류해석에 사용된 대상선형은 FPSO (Floating production storage offloading)이며 주요제원은 Table 1에 명시하였다. 계류시스템은 인터널 터렛 시스템(Internal turret system)을 적용하였고 모델과 주요 정보는 Table 2에 나타내었다. 해석은 수심 150m의 해역에서 파력, 풍력, 조류력의 환경조건에서 수행되었다.

2.4.2 격자 제한

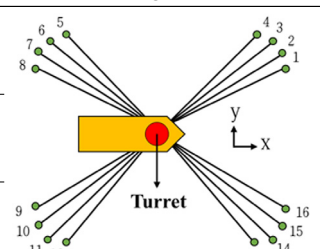
국소장력 계산에 적용된 국소격자의 면적은 계류시스템의 위치서클을 고려하여 선정하였다. 본 연구에서 대상으로 하는 현수삭(Catenary) 계류시스템의 위치서클은 일반적으로 수심의 10~15%이다. 150m의 수심에 따른 위치서클은 15~30m이므로 Fig. 1의 L로 명시된 국소격자의 한 변의 길이는 최대 위치서클의 지름인 60m로 선정하였다. 또한, 격자의 간격은 1m로 설정하였다. 즉, 현재 선박을 중심으로 60×60m²에 해당하는 면적에 1m의 간격을 가진 격자를 생성하므로 총 3,721개의 위치에서 국소장력이 계산된다.

Table 1 Main dimension of model structure for simulation

Description	Magnitude	Unit
<i>Lpp</i>	244	[m]
Breadth	50	[m]
Draft	18.6	[m]
Displacement	163215	[m ³]
<i>VCG</i>	18.5	[m]

Table 2 Configuration of mooring system

Details	Configuration
Type of line	Catenary
Composition	Chain-wire-chain
Foot print size 4*(Water depth)	



2.4.3 국소장력 계산 시뮬레이션 결과

3시간의 해석을 통해 구조물의 전후동요(Surge), 좌우동요(Sway) 방향 위치 및 16개 계류선의 3시간 장력 이력을 산출하였다. 장력 시계열은 저역통과필터처리를 수행하였으며 최종적으로 국소장력 계산 과정에 사용된 데이터는 *i*=9120초, *i*-1=9110초에서 추출하였다. 10초의 시간증분은 Fig. 2와 같이 3시간 계류해석의 결과 산출된 장력 시계열에서 증감 추이를 유지할 수 있는 구간을 고려하여 선정하였다. Fig. 2는 3번 계류선의 3시간 장력 시계열에서 5,000~5,100초의 결과를 나타낸 그래프이다. 10초 이상의 시간 증분을 선택할 경우 장력의 미소한 증감 추이가 고려되지 않아 실제 장력 증감추이와 크게 벗어난 로컬장력이 산출될 수 있다. 따라서 본 연구에서 사용된 시간증분은 로컬장력계산 소요 시간과 합리적인 결과 도출을 위하여 10초로 선정되었다. 9110초, 9120초의 위치 및 장력은 Table 3에 명시하였다. 이 데이터를 이용하여 식 (7)에서 식 (11)을 따라 900개의 국소격자 각 위치마다 국소장력을 계산하였다. 계산된 국소장력을 Fig. 3의 *z*축에 나타내어 3차원 그래프로 도식화하였다. 그래프에 표시된 점은

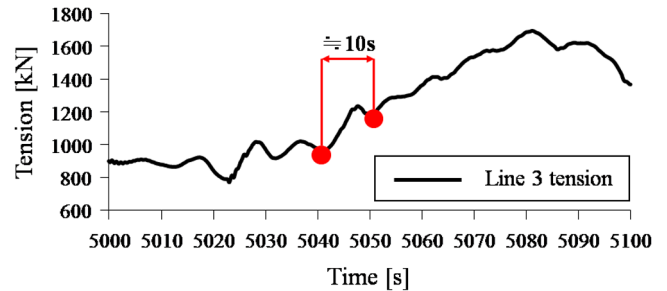


Fig. 2 Sampling time of tension at line 3

Table 3 Local tension simulation at 9110 s and 9120 s

Time	9110 s (<i>t</i> = <i>i</i> - 1)	9120 s (<i>t</i> = <i>i</i>)
Position [m]		
<i>x</i>	46	49
<i>y</i>	21	2
Tension [kN]		
Line 1	504	1114
Line 2	506	1107
Line 3	508	1100
Line 4	511	1093
Line 5	708	984
Line 6	716	986
Line 7	725	988
Line 8	734	989
Line 9	2203	1172
Line 10	2263	1178
Line 11	2203	1172
Line 12	2385	1188
Line 13	1870	1267
Line 14	1792	1267
Line 15	1715	1266
Line 16	1641	1265

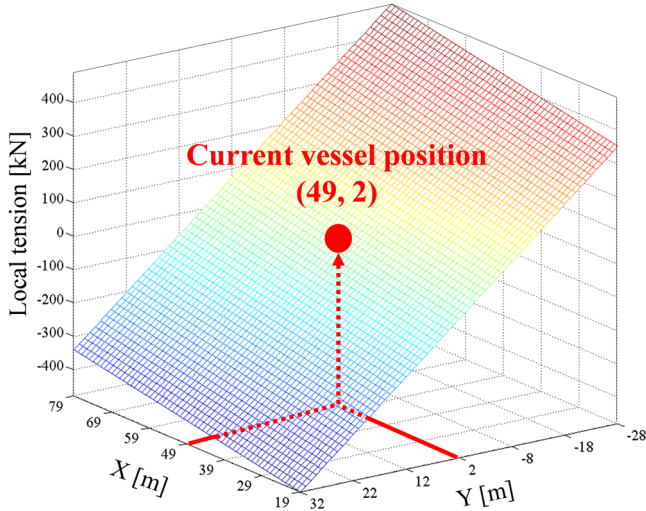


Fig. 3 Local tension on local grid at the position of (49, 2)

9120초의 구조물 위치인 (49, 2)를 나타내며 이를 중심으로 계산된 장력의 상승 및 하강 방향을 추측할 수 있다. 예를 들어, 국소장력이 (79, -28)에 가까워질수록 높아지고 있으므로 SP는 (19, 32)에 가까운 위치로 선정되어야함을 알 수 있다. 따라서 국소장력은 실시간으로 가동되는 DP보조계류시스템의 SP 선정이 필요할 때, 최근의 장력과 위치 변화 추이를 고려하여 제어의 방향성 판단에 활용될 수 있다.

3. 전역장력

3.1 목적

장력 추측을 위한 요소 중 전역장력은 동적 요소가 포함된 시뮬레이션을 수행하기 전에 정적해석을 통해 계산되는 장력이다. 전역장력은 Fig. 4와 같이 전역격자의 각 위치에서 구조물과 계류시스템의 정적해석을 통해 산출된다. 전역장력은 구조물의 위치변화에 따른 계류시스템의 부하분포를 직관적으로 나타내며 과도한 장력이 발생할 위치와 방향성을 SP 선정 과정에 포함시키기 위해 사용된 요소이다.

3.2 전역장력 계산 시뮬레이션

3.2.1 전역장력 계산과정

SP를 선정하기 위한 장력추측 과정에서 전역장력을 산출하기

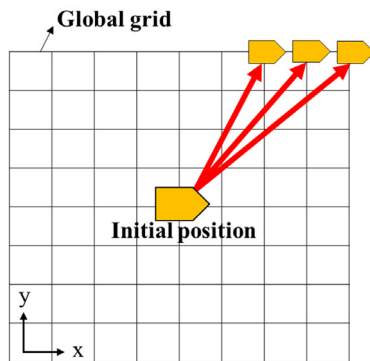


Fig. 4 Definition of global tension

위해 Fig. 4의 방식으로 시뮬레이션을 수행하였다. 대상 구조물 및 계류시스템은 2.4절의 국소장력의 시뮬레이션에 사용된 제원과 동일하다. 전역격자의 크기는 국소격자와 동일하게 계류시스템의 위치서클을 고려하여 60×60m²에 해당하는 면적과 1m의 격자 간격을 가지도록 정의하였다. 정적해석은 선박과 계류시스템의 시간영역 해석 프로그램인 Orcaflex를 이용하여 진행되었다.

전역장력은 Fig. 4의 구조물의 초기 위치(Initial position)에서 격자의 각 위치로 구조물을 이동시켰을 때 모든 계류선에 유발되는 정적인 장력을 식 (12)에 따라 합하여 산출하였다. 본 연구에서 적용된 계류시스템은 터렛을 중심으로 대칭을 이루고 있다. 따라서 터렛을 중심으로 1사분면만 정적해석을 수행한 후 격자의 나머지 부분은 대칭적으로 추측하여 모든 격자에 대한 전역장력을 산출하였다.

$$T' = T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_n \quad (N = \text{the number of mooring line}) \quad (12)$$

3.2.2 전역장력 계산 시뮬레이션 결과

산출된 장력을 Fig. 5와 같이 격자의 각 위치에 대해 수치축에 나타내면 도식화된 3차원 그래프를 생성할 수 있다. 전역장력은 구조물의 이동 시 과도한 장력의 발생구간을 직관적으로 나타내고 있으며 제어방향에 따른 계류시스템의 장력 변화 특성을 SP 생성 알고리즘에 포함시킬 수 있다.

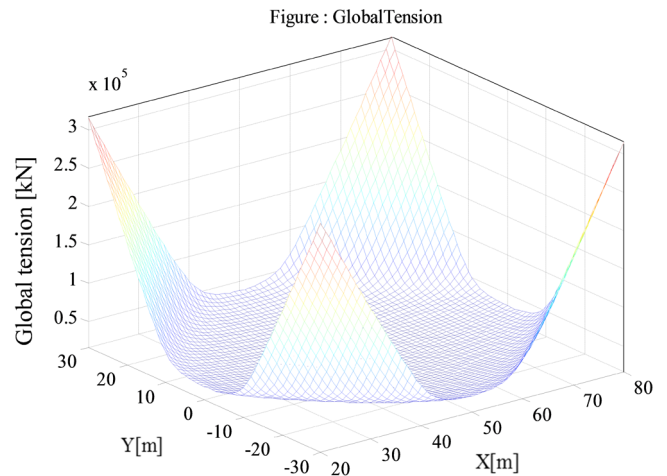


Fig. 5 Global tension on global grid

4. 제어 목표점(SP) 선정

장력의 감소를 만족하는 SP는 Fig. 6의 빗금으로 표시된 구역과 같이 국소와 전역장력이 중첩된 구역에서 선정된다. 국소장력과 전역장력을 모두 고려한 영역에서 SP를 선정하기 위해 중첩하는 과정이 이루어지며 중첩된 구역의 각 격자 위치에서 국소와 전역장력이 합산된다.

국소와 전역장력의 합산은 식 (13)과 같이 α 계수를 사용하였다. α 는 Fig. 6과 같이 현재 구조물의 위치인 P_i 로부터 멀어질수록 값이 상승하게 된다. 즉, α 는 장력중첩 과정에서 P_i 로부터 멀어질수록 전역장력의 영향을 크게 반영하기 위한 목적으로

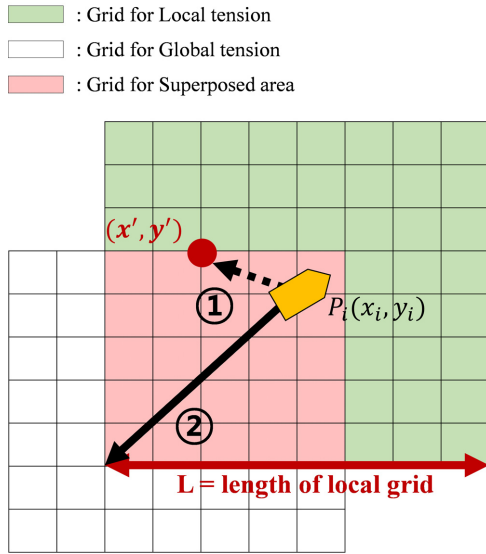


Fig. 6 Process of superposition

사용된다. 이러한 과정은 중첩된 영역 내에서 현재 구조물의 위치로부터 멀어질수록 계류선의 형상변화 및 환경하중의 동적요소 영향이 커지기 때문에, 계류시스템을 선형으로 가정하여 장력을 추측한 국소장력보다 전역장력의 영향을 더 많이 고려하기 위함이다. 따라서 중첩된 영역의 각 노드(Node)들은 모두 다른 α 값을 가지게 되고, 이 값은 식 (14)를 통해 이루어질 수 있다. 식 (14)의 분자는 현재 구조물의 위치로부터 떨어진 거리를 나타내고, 분모는 현재 구조물의 위치로부터 떨어진 최대 거리를 나타내며, 이는 Fig. 6에서 각각 ①과 ②로 표현되어 있다. 최종적으로, 장력의 감소를 만족시킬 수 있는 SP는 합산된 장력 추측영역에서 최소의 장력을 가지는 위치로 선정하였다.

Superposed tension =

$$(1-\alpha) \times (\text{Local tension}) + \alpha \times (\text{Global tension}) \quad (13)$$

$$\alpha = \frac{\sqrt{(x' - x_i)^2 + (y' - y_i)^2}}{\sqrt{(\frac{L}{2})^2 + (\frac{L}{2})^2}} \quad (14)$$

5. 설정된 SP의 유효성 검증

5.1 적용 대상 및 방법

제시한 SP 산출과정의 알고리즘이 적용된 DP보조계류시스템을 이용하여 실시간으로 계산되는 SP의 장력 감소 만족도를 검증하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였다. 구조물과 DP보조계류시스템이 3시간의 지속적인 환경하중에 노출되는 동안 구조물의 위치와 계류선의 장력이 경계조건을 초과하였을 경우, 본 연구에서 제안한 SP 산출 알고리즘으로부터 SP가 계산된다. DP시스템이 계산된 SP로 제어를 수행했을 경우 계류시스템의 장력 감소를 정량적으로 평가하였다.

시뮬레이션에 사용된 구조물과 계류시스템의 제원은 각각 Table 1과 Table 2에 소개하였고, DP보조계류시스템의 추진기는 Table 4에 명시하였다. 3개의 아지무스(Azimuth) 추진기와 2개의

Table 4 Thruster information

No.	Type of thruster	Max thrust [kN]	Thruster arrangement
1	Tunnel	330	
2	Tunnel	330	
3	Azimuth	875	
4	Azimuth	875	
5	Azimuth	875	

Table 5 Gain values

	P gain [$\frac{N}{m}$]	D gain [$\frac{Ns}{m}$]
Surge	8.8×10^5	1.2×10^6
Sway	1.5×10^6	1.6×10^6

터널 추진기(Tunnel thrusters)를 배치하였으며 PD제어기를 적용한 제어를 수행하였다. 제어대상인 운동모드는 전후동요(Surge)와 좌우동요(Sway)이며, 선수동요(Yaw)의 경우 터렛 계류시스템의 웨더베어링(Weather-vaning)현상에 의해 자연적으로 변화하도록 허락되었다. PD제어기에 사용된 게인(Gain)은 계류시스템의 Surge 방향 자유감쇠시험(Free decay test)으로부터 산출된 계류시스템의 고유주기로부터 계산되었다. 본 연구에서 사용된 계류시스템의 Surge 방향 고유주기는 90초이며 P게인은 고유주기, 구조물의 질량과 부가질량을 적용하여 계산하였다. D게인은 계류시스템의 임계감쇠계수의 50%를 사용하였으며 얻어진 모든 게인값들은 Table 5에 정리하였다.

5.2 결과 분석

3시간의 시간영역 시뮬레이션이 진행되는 동안 구조물이 초기위치로부터 계류시스템 와치서클의 50%인 15m를 초과하거나 계류선의 MBL(Minimum breaking load)의 50%인 10,500kN을 초과하면 SP가 생성되면서 DP 제어가 시작된다. 장력 조건의 경우 계류시스템의 동적 거동에 의해 발생할 수 있는 과도한 장력을 방지하기 위한 조건이다. 해양 구조물이 제시된 조건을 만족하지 못했을 때, 연료효율적인 운영을 위하여 DP시스템은 작동하지 않도록 설정하였다. 3시간의 시뮬레이션 동안 구조물은 71번 제어시작 조건을 만족하였고, 이에 따라 71개의 SP가 계산되었다. Fig. 7(a)는 3시간 동안 계산된 SP의 위치와 동일한 시간에서의 구조물의 위치를 나타낸다. 계산된 SP값은 대부분 구조물의 초기 위치인 (50, 0)에 가깝게 설정이 되고 있다. Fig. 7(b)는 3시간의 시뮬레이션 중 5,592초에서 5,874초 사이에서 선택된 4개 위치에서의 결과를 나타내고 있다. 결과 그래프에 나타난 초기 위치는 계류시스템의 장력이 가장 안정적인 위치를 나타낸다. 따라서 SP가 장력의 감소 방향으로 설정되고 있음을 알 수 있다. 본 연구에서 제시한 SP가 구조물의 초기위치 방향으로 계산이 되지만 항상 초기 위치인 (50, 0)으로 설정이 되지 않는 것은 DP시스템의 불필요한 가동을 최소화하기 위함이다.

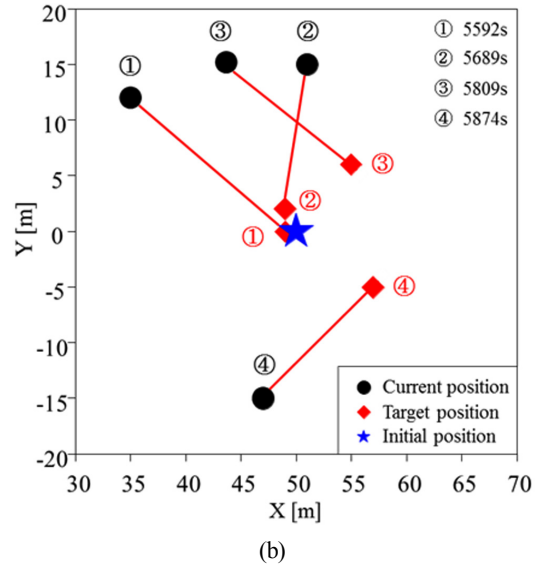
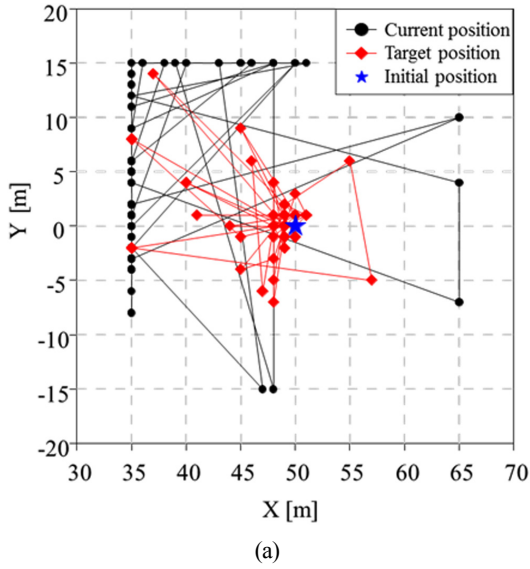


Fig. 7 Calculated SP and current position

만약 SP선정 알고리즘이 없다면, 구조물에 치명적인 영향을 끼치지 않는 온난한 환경조건에서도 SP가 항상 구조물의 초기위치로 설정이 되어 연료소비율 측면에서 비합리적인 제어전략이 될 것이다. 따라서 Fig. 7의 결과로부터 본 연구에서 제시한 SP 선정 전략은 장력과 위치변화 추이를 고려하여 연료소비율 측면에서 효율적인 SP를 산출하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8과 Fig. 9는 장력감소 SP 알고리즘이 적용된 DP의 제어유무에 따른 계류시스템 장력을 기록한 그래프이다. Fig. 8은 환경하중이 가장 크게 작용하는 13, 14, 15, 16번의 계류선 중 13번 그리고 Fig. 9는 15번의 계류선에 대한 장력을 나타낸다. 두 결과로부터 SP로의 제어가 있는 경우에 최대 장력은 제어가 없는 경우에 비해 전반적으로 줄어들었음을 알 수 있다. 특히 1,100초경 발생된 과도한 장력은 제어로 인하여 최대 장력이 약 37%로 줄어들어 개발된 SP 알고리즘의 유효성을 관찰할 수 있다.

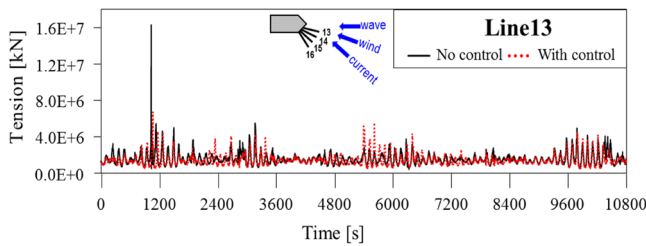


Fig. 8 Tension of line 13 with SP control

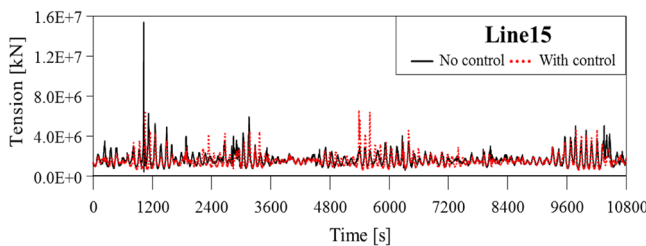


Fig. 9 Tension of line 15 with SP control

Fig. 10은 3시간의 시뮬레이션으로부터 산출된 각 계류선의 장력 중, 장력이 첫 번째와 두 번째로 크게 작용하는 계류선의 평균을 매 시간증분마다 계산하여 나타낸 결과 그래프이다. 따라서 매 시간증분마다 장력이 첫 번째와 두 번째로 크게 작용하는 계류선은 변동될 수 있다. 굵게 덧칠된 구간은 FPSO의 거동 및 장력의 변화가 알고리즘 작동조건에 해당하여 SP가 계산되고 DP의 제어가 가동되는 구간이다. 10,800초의 결과 중 2,500~3,000초와 5,000~5,500초의 결과를 나타냈으며 해당 시간에서의 DP 작동 조건은 위치변화에 의한 조건이다. SP제어가 작동하는 대부분의 구간에서 장력이 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 계산된 SP가 계류시스템의 장력부하 감소를 성공적으로 수행하고 있음을 나타낸다.

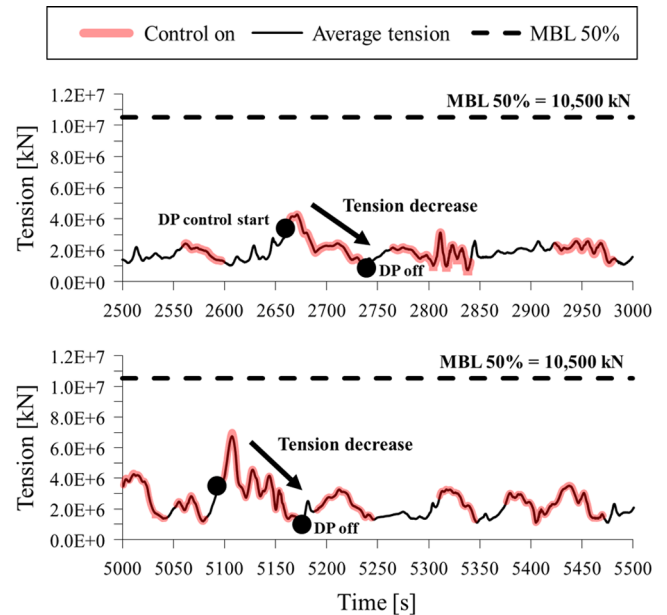


Fig. 10 Time history of average tension of the 1st and 2nd loaded line

6. 결 론

본 연구에서는 부유식 해양구조물의 과도한 표류와 장력 상승을 방지하기 위한 DP보조계류시스템의 SP 선정 전략을 제시하였다. SP는 장력의 감소를 만족하는 위치로 선정되어야 하며 이러한 SP 선정에 위하여 장력 추측이라는 전략을 제시하였다. 장력을 추측하기 위하여 구조물의 위치와 장력 변화추이를 고려한 국소장력과 계류시스템의 정적해석을 통해 산출된 전역장력을 함께 이용하는 방법을 소개하였다. DP보조계류시스템을 적용한 부유식 구조물에 대해 3시간 해석을 수행하여 제시된 SP 선정법의 실현 가능성과 성능을 판단하였다. 시뮬레이션 결과로부터, 선정된 SP로 구조물을 제어하는 동안 최대 장력이 감소하는 것을 알 수 있었다. 따라서 제안된 SP 선정 전략은 과도한 장력이 작용하는 것을 방지하고, 지속적으로 구조물이 위치 경계조건 내에 위치하도록 DP보조계류시스템의 제어가 가능함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 산업기술혁신사업(과제번호: 10063

405) ‘위치유치와 계류시스템을 적용하여 ARC7 조건에서 연중 운용이 가능한 북극해 기반 부유식 해양구조물 형상개발’ 과제의 지원으로 수행되었음을 밝힙니다.

References

- Barth Berntsen, P.I., Aamo, O.M., Leira, B.J., 2008. Thruster Assisted Position Mooring Based on Structural Reliability. *International Journal of Control*, 81(9), 1408-1416. <https://doi.org/10.1080/00207170701813844>
- Nguyen, D.T., Sørensen, A.J., 2009a. Setpoint Chasing for Thruster-assisted Position Mooring. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, 34(4), 548-558. <https://doi.org/10.1109/JOE.2009.2034553>
- Nguyen, D.T., Sørensen, A.J., 2009b. Switching Control for Thruster-assisted Position Mooring. *Control Engineering Practice*, 17(9), 985-994. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2009.03.001>
- Ryu, S., Kim, M.H., 2003. Coupled Dynamic Analysis of Thruster-assisted Turret-moored FPSO. *Proceedings of OCEANS 2003, IEEE*, 3, 1613-1620. <https://doi.org/10.1109/OCEANS.2003.178114>

Motion Reduction of Rectangular Pontoon Using Sloshing Liquid Damper

Il-Hyoung Cho^{ID*}

^{*}Department of Ocean System Engineering, Jeju National University, Jeju, Korea

슬로싱 액체 댐퍼를 이용한 사각형 폰툰의 운동 저감

조일형^{ID*}

^{*}제주대학교 해양시스템공학과

KEY WORDS: Sloshing liquid damper 슬로싱 액체 댐퍼, Rectangular pontoon 사각형 폰툰, Motion reduction 운동 저감, Model test 모형 실험, Resonance 공진

ABSTRACT: The interaction between a sloshing liquid damper (SLD) tank and a rectangular pontoon was investigated under the assumption of the linear potential theory. The eigenfunction expansion method was used not only for the sloshing problem in the SLD tank but also for analyzing the motion responses of a rectangular pontoon in waves. If the frictional damping due to the viscosity of the SLD tank was ignored, the effect of the SLD appeared to be an added mass in the coupled equation of motion. The installation of the SLD tank had a greater effect on the roll motion response than the sway and heave motion of the pontoon. One resonance peak for rolling motion showed up in the case of a frozen liquid in the SLD tank. However, if liquid motion in the SLD tank was allowed, two peaks appeared around the first natural frequency of the fluid in the SLD tank. In particular, the peak value located in the low-frequency region had a relatively large value, and the peak frequency located in the high-frequency region moved into the high-frequency region as the depth of the liquid in the tank increased.

1. 서 론

동조 액체 댐퍼(Tuned liquid damper, TLD)는 바람, 파도, 지진에 의한 고층 건물, 현수교, 풍력발전기, 부유식 플랫폼 등의 진동 및 동적 운동을 줄이기 위한 목적으로 널리 사용되어 왔다 (Colwell and Basu, 2009). TLD는 동조 액체 기둥 댐퍼(Tuned liquid column damper, TLCD)와 슬로싱 액체 댐퍼(Sloshing liquid damper, SLD)로 크게 나눌 수 있다. 가장 널리 보급된 TLCD는 액체가 채워진 U자형 관의 형태를 가지며 액체가 한쪽 기둥에서 반대쪽 기둥으로 흐르면서 수직관에 작용하는 충격력과 바닥 수평 관을 통과하면서 생기는 점성에 의한 마찰 감쇠력으로 구조물의 운동을 감소시킨다. TLCD는 선박의 횡 운동을 줄이기 위한 목적으로 설치되는 안티 롤링 탱크(Anti-rolling tank)와 유사하다. TLCD내 액체의 고유주파수는 $\omega = \sqrt{2g/l}$ 이다. 여기서 l 은 액체 기둥의 총 길이이다. U자형 관내 액체를 추가하거나 빼는 것으로 TLCD의 내부 액체의 고유주파수를 쉽게 바꿀 수 있어 외부 하중 특성에 쉽게 대응할 수 있다. TLCD의 단점은 한 방향으로만 작동하는 평면 구조이므로 여러 방향으로 진동/운

동하는 구조물에 대해서는 취약하다. TLCD가 지닌 단일 방향성 문제점을 개선하기 위하여 2개의 TLCD를 서로 직교하게 배치하는 이중 동조 액체 기둥 댐퍼(Double tuned liquid column damper, DTLCD)가 개발되었다. 또한 TLCD는 자체 질량에 비해 감쇠력이 작아 진동 및 운동 에너지를 줄이는 효과가 떨어진다. TLCD의 감쇠력을 증가시키는 목적으로 TLCD 내부에 투과성 격벽(Porous bulkhead)을 설치하거나 쇠구슬 등을 넣는 방법들이 제안되었다. 앞서 언급하였듯이 TLCD는 하나의 고유주파수에서만 감쇠 효과가 주로 발생하므로 특정한 고유주파수에서 주로 진동하는 풍력발전기나 타워와 같이 단순한 기하학적 형상을 갖는 구조물에 적합한 진동/운동 저감 장치이다.

슬로싱 액체 댐퍼(SLD)는 TLCD와 비교하여 상대적으로 간단한 구조이다. 일반적으로, 액체를 채운 직사각형 또는 원통형의 용기를 사용한다. 탱크 내의 액체의 고유주파수와 운동주파수가 일치되면 공진으로 탱크 내의 액체의 수면 운동이 커지는 슬로싱 현상이 발생한다. 이때 증폭된 수면 변위는 탱크 벽에 하중으로 작용하여 전체 시스템의 운동 특성이 바뀌게 된다. SLD는 TLCD와 달리 탱크 내에 다수의 고유주파수가 존재한다.

Received 12 December 2018, revised 19 February 2019, accepted 11 April 2019

Corresponding author IL-Hyoung Cho: +82-64-754-3482, cho0904@jejunu.ac.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0002-4005-2724

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

고유주파수는 탱크의 기하학적 형상과 내부 액체의 깊이에 따라 바뀐다. SLD장치의 감쇠 효과를 증가시키기 위하여 불투과성 또는 투과성 격벽을 수직과 수평 방향으로 SLD 탱크 내에 설치한다(Crowley and Porter, 2012; Faltinsen et al., 2011; Cho, 2015; Cho, 2016; Cho and Kim, 2016; Cho et al., 2017). 격벽의 추가로 최대 60%의 에너지 소멸을 기대할 수 있으며 이는 전체 시스템의 운동 저감으로 이어진다.

파랑중 부유체와 그 내부에 설치한 슬로싱 탱크간의 상호작용 해석은 주로 주파수영역과 시간영역 해석으로 나누어 수행되었다. Molin et al.(2002)과 Newman(2005)은 선형포텐셜이론을 가정하여 주파수영역에서 선박의 운동과 선박 내에 탑재된 액체 탱크의 슬로싱 상호작용 문제를 해석하였다. 선형이론으로는 슬로싱 탱크 내의 점성에 의한 비선형 감쇠력을 제대로 다루지 못하므로 임펄스 응답 함수(Impulse response function)를 이용한 시간영역 해석법이 종종 사용되고 있다. Kim(2002)은 3차원 유한차분법을 사용하여 슬로싱 액체에 의한 탱크 벽에 작용하는 하중을 구하고, 선박에 작용하는 파기진력과 동유체력은 패널(Panel) 방법을 사용하여 해석하였다. 이를 연성된 운동방정식 내에서 결합하여 슬로싱 탱크가 선박의 운동에 미치는 영향을 살펴보았다. Rognebakke and Faltinsen(2003)은 파랑중 액체 탱크를 탑재한 선박의 운동 실험을 수행하고 해석결과와 비교하였다. 탱크 내에 채워진 액체의 깊이를 달리하면서 규칙과 중에서의 선박의 운동과 슬로싱 탱크 내의 액체의 수면 운동을 살펴보았다.

본 연구에서는 사각형 SLD 탱크를 탑재한 사각형 폰툰의 파랑중 운동특성을 살펴보았다. 해석상의 편의를 위하여 2차원 문제로 가정하였고, 선형포텐셜이론을 사용하였다. 먼저 탱크의 수평과 횡 운동 시 탱크 내의 유동에 대한 해석해를 구하고, 모형실험을 실시하여 이를 검증하였다. SLD 탱크 내 액체의 수면 운동이 사각형 폰툰의 수평과 횡 방향 운동에 미치는 영향을 살펴보기에 앞서 파랑중 사각형 폰툰 운동에 대한 해석해를 구하였다. 해석방법은 고유함수전개법(Eigenfunction expansion method)을 사용하였다. SLD 탱크 내 액체의 수면 운동은 탱크 벽과 바닥에 하중으로 작용하여 연성된 운동방정식 안에 부가 질량으로 나타난다. 탱크 내 액체의 수면 운동이 폰툰의 운동에 미치는 영향을 살펴보려고 SLD 탱크 내 액체의 수면 운동을 구축하고 질량의 증가만 고려한 상태(Frozen liquid)와 탱크 내 액체의 수면 운동을 자유롭게 허용한 상태(Sloshing liquid)로 나누어 폰툰의 수평, 수직, 횡 방향 운동특성을 비교하였다. 또한 탱크 내 액체의 깊이를 변화시켜가면서 폰툰의 운동특성의 변화를 살펴보았다.

2. 사각형 폰툰의 운동

폭 방향으로 무한히 긴 사각형 폰툰이 수심 h 위에 떠 있고 입사파는 x 축의 양의 방향으로 진행한다고 가정하자(Fig. 1). 폰툰의 흘수는 d 이며, 길이는 $2a$ 이다. 유체는 비압축성, 비점성이고 유동을 비회전성이라 가정하면 속도포텐셜을 도입할 수 있다. 속도포텐셜과 폰툰의 운동은 입사파의 주파수 ω 를 갖고 조화운동을 한다.

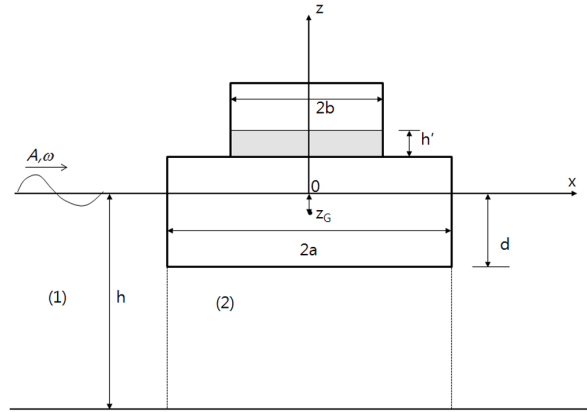


Fig. 1 Definition sketch of a rectangular pontoon with SLD (sloshing liquid damper) tank in waves.

$$\Phi(x, z, t) = \text{Re}\{\phi(x, z)e^{-i\omega t}\}, \quad (1)$$

$$\zeta_{1,2,3}(t) = \text{Re}\{\xi_{1,2,3}e^{-i\omega t}\}$$

여기서 밑 첨자 1, 2, 3은 각각 수평(Sway), 수직(Heave), 횡(Roll) 방향의 운동모드를 나타낸다.

전체 포텐셜 $\phi(x, z)$ 는 회절과 포텐셜(ϕ_D)과 방사와 포텐셜($\phi_j, j=1, 2, 3$)의 합으로 표현된다.

$$\phi(x, z) = -\frac{ig}{\omega} A\phi_D(x, z) - i\omega \sum_{j=1}^3 \xi_j \phi_j(x, z) \quad (2)$$

여기서 A 는 입사파의 진폭이다. 회절과 포텐셜은 입사파 포텐셜과 산란파 포텐셜의 합으로 다음과 같다.

$$\phi_D(x, z) = \phi_1(x, z) + \phi_4(x, z) \quad (3)$$

입사파 속도포텐셜은 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$\phi_1(x, z) = \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} e^{ik(x+a)} \quad (4)$$

여기서 k 는 입사파의 파수(Waveumber)를 나타낸다.

사각형 폰툰은 z 축에 대하여 대칭 구조이므로, 속도포텐셜을 z 축의 대칭(Symmetry) 성분과 비대칭(Antisymmetry) 성분으로 나눌 수 있다.

$$\phi_j(x, z) = \phi_j^+(x, z) + \phi_j^-(x, z) \quad (5)$$

여기서 위 첨자 +, -는 각각 대칭 성분과 비대칭 성분을 뜻한다. 대칭 성분과 비대칭 성분은 다음 관계식을 만족한다.

$$\phi_j^+(-x, z) = \phi_j^+(x, z), \quad \frac{\partial \phi_j^+}{\partial x}(0, z) = 0, \quad (6)$$

$$\phi_j^-(-x, z) = -\phi_j^-(x, z), \quad \phi_j^-(0, z) = 0$$

식 (6)의 관계식을 이용하면 유체영역 전체를 풀지 않고 $x \leq 0$ 영역만을 풀어 해를 구하고 $x > 0$ 영역으로 해를 확장할 수 있다.

경계치 문제를 회절문제와 방사문제로 나누어 각 문제에 대한 해를 구하여 폰톤에 작용하는 파기진력과 동유체력을 구한다. 이를 운동방정식에 대입하여 각 운동 모드에 대한 운동변위를 구한다. 회절과 방사 문제를 푸는 해석방법으로 본 연구에서는 고유함수 전개법을 사용하였다(Cho, 2016; Abul-Azm and Gesraha, 2000; Drimer et al., 1992).

2.1 회절문제

고정된 사각형 폰톤에 의한 파의 회절 문제를 풀기 위하여 유체영역을 Fig. 1과 같이 영역 (1)과 (2)로 나누었다.

영역 (1)의 경계조건식을 만족하는 회절과 포텐셜을 쓰면 다음과 같다.

$$\phi_D^{(1)\pm} = \left(\frac{1}{2} e^{-k_0(x+a)} + R^\pm e^{k_0(x+a)} \right) I_0 f_0(z) + \sum_{n=1}^{\infty} A_{4n}^\pm e^{k_n(x+a)} f_n(z) \quad (7)$$

여기서 $I_0 = N_0 / \cosh kh$ 이다. 여기서 고유값 k_n 은 아래의 분산식을 만족한다.

$$k_n \tan k_n h = -\frac{\omega^2}{g}, \quad n \geq 0 \quad (8)$$

여기서 $k_0 (= ik)$ 은 진행파(Propagating wave) 성분을, $k_n (n \geq 1)$ 는 비진행파(Non-propagating wave) 성분을 나타낸다.

고유함수 $f_n(z)$ 는 식 (9)와 같으며, 직교성 $\left(\frac{1}{h} \int_{-h}^0 f_n(z) f_m(z) dz = \delta_{mn} \right)$ 을 만족한다. 여기서 δ_{mn} 는 $m=n$ 일 때 1이고, $m \neq n$ 일 때 0의 값을 갖는 Kronecker-Delta 함수이다.

$$f_n(z) = N_n^{-1} \cos k_n(z+h), \quad (N_n)^2 = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sin 2k_n h}{2k_n h} \right) \quad (9)$$

영역 (2)의 속도포텐셜은 다음과 같다.

$$\phi_D^{(2)\pm} = \begin{pmatrix} B_{40}^+ \\ B_{40}^- \end{pmatrix} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} B_{4n}^\pm \begin{pmatrix} \cosh \lambda_n x \\ \sinh \lambda_n x \end{pmatrix} \cos \lambda_n(z+h) \quad (10)$$

여기서 고유값 $\lambda_n = n\pi / (h-d)$, $n=0, 1, 2, \dots$ 이다.

영역 (1)과 (2)의 속도포텐셜의 미지수 $R^\pm, A_{4n}^\pm, B_{4n}^\pm$ 을 구하기 위하여 두 영역이 만나는 경계면($x=-a$)에서 두 영역의 해를 결합시켜야 한다. $x=-a$ 에서 수평방향 속도는 서로 같아야 한다.

$$\frac{\partial \phi_D^{(1)\pm}}{\partial x} = \begin{cases} 0, & -d \leq z \leq 0 \\ \frac{\partial \phi_D^{(2)\pm}}{\partial x}, & -h \leq z \leq -d \end{cases} \quad (11)$$

식 (7)과 식 (10)을 식 (11)에 대입하면 다음과 같다.

$$\sum_{n=0}^{\infty} k_n A_{4n}^\pm f_n(z) = \begin{cases} 0, & -d \leq z \leq 0 \\ \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n p_n^\pm B_{4n}^\pm \cos \lambda_n(z+h), & -h \leq z \leq -d \end{cases} \quad (12)$$

여기서

$$R^\pm = A_{40}^\pm / I_0 + \frac{1}{2}, \quad p_0^\pm = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix}; p_n^\pm = \lambda_n \begin{pmatrix} -\sinh \lambda_n a \\ \cosh \lambda_n a \end{pmatrix}, \quad n \geq 1 \text{이다. } \varepsilon_n \text{는}$$

Neumann 계수로 $\varepsilon_0 = 1, \varepsilon_n = 2, n \geq 1$ 로 정의된다.

고유함수의 직교성을 이용하여 식 (12)의 양변에 $f_m(z)$, $m=0, 1, \dots$ 를 곱한 뒤 z 에 대하여 $-h$ 부터 0까지 적분하면 다음과 같다.

$$k_m h A_{4m}^\pm = \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n (h-d) p_n^\pm G_{nm} B_{4n}^\pm \quad (13)$$

여기서 $G_{nm} = \frac{1}{(h-d)} \int_{-h}^{-d} \cos \lambda_n(z+h) f_m(z) dz$ 이다.

한편 $x=-a, -h \leq z \leq -d$ 에서 속도포텐셜이 서로 같다는 정합 조건식은 다음과 같다.

$$I_0 f_0(z) + \sum_{n=0}^{\infty} A_{4n}^\pm f_n(z) = \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n q_n^\pm B_{4n}^\pm \cos \lambda_n(z+h) \quad (14)$$

여기서 $q_0^\pm = \begin{pmatrix} 1 \\ -a \end{pmatrix}, q_n^\pm = \begin{pmatrix} \cosh \lambda_n a \\ -\sinh \lambda_n a \end{pmatrix}, n \geq 1$ 이다. 식 (14)의 양변에

$\cos \lambda_m(z+h), m=0, 1, 2, \dots$ 을 곱한 뒤, z 에 대하여 $-h$ 부터 $-d$ 까지 적분하면 다음과 같다.

$$q_m^\pm B_{4m}^\pm = I_0 G_{m0} + \sum_{n=0}^{\infty} A_{4n}^\pm G_{mn} \quad (15)$$

식 (14)-(15)로부터 아래와 같은 B_{4n}^\pm 에 대한 대수방정식을 얻을 수 있다.

$$B_{4m}^\pm + \frac{1}{q_m^\pm} \sum_{k=0}^N F_{4mk}^\pm B_{4k}^\pm = \frac{I_0 G_{m0}}{q_m^\pm}, \quad m=0, 1, \dots \quad (16)$$

여기서 $F_{4mk}^\pm = -\varepsilon_k (h-d) p_k^\pm \sum_{n=0}^N \frac{G_{mn} G_{kn}}{k_n h}$ 이다.

식 (16)의 대수방정식을 풀어 B_{4n}^\pm 을 구하고 식 (13)에 대입하여 영역 (1)의 미지수 A_{4n}^\pm 을 구한다.

사각형 폰톤에 작용하는 수평, 수직, 횡 방향의 파기진력 $F_i^{ex,t} = AR e \{ f_i^{ex,t} e^{-i\omega t} \}$ 은 회절파의 동압력을 적분하여 구할 수 있다.

$$f_1^{ext} = 2\rho g \int_{-d}^0 \phi_D^{(1)-}|_{x=-a} dz \quad (17)$$

$$f_2^{ext} = 2\rho g \int_{-a}^0 \phi_D^{(2)+}|_{z=-d} dx$$

$$f_3^{ext} = 2\rho g \left\{ \int_{-d}^0 (z-z_G) \phi_D^{(1)-}|_{x=-a} dz - \int_{-a}^0 x \phi_D^{(2)-}|_{z=-d} dx \right\}$$

2.2 방사문제

수평($i=1$), 수직($i=2$), 횡($i=3$) 방향의 운동에 의한 방사문제에 대한 물체 경계조건식은 다음과 같다.

<Sway>

$$\begin{cases} \frac{\partial \phi_1^{(2)}}{\partial z} = 0, & \text{on } z = -d, -a \leq x \leq 0 \\ \frac{\partial \phi_1^{(1)}}{\partial x} = 1, & \text{on } x = -a, -d \leq z \leq 0 \end{cases} \quad (18)$$

<Heave>

$$\begin{cases} \frac{\partial \phi_2^{(2)}}{\partial z} = 1, & \text{on } z = -d, -a \leq x \leq 0 \\ \frac{\partial \phi_2^{(1)}}{\partial x} = 0, & \text{on } x = -a, -d \leq z \leq 0 \end{cases} \quad (19)$$

<Roll>

$$\begin{cases} \frac{\partial \phi_3^{(2)}}{\partial z} = -x, & \text{on } z = -d, -a \leq x \leq 0 \\ \frac{\partial \phi_3^{(1)}}{\partial x} = (z-z_G), & \text{on } x = -a, -d \leq z \leq 0 \end{cases} \quad (20)$$

여기서 z_G 는 폰툰의 무게 중심의 z 좌표이다.

영역 (1)과 영역 (2)에서의 수평, 수직, 횡 방향 운동에 의한 방사와 포텐셜은 다음과 같다.

$$\phi_j^{(1)}(x, z) = \sum_{n=0}^{\infty} A_{jn} e^{k_n(x+a)} f_n(z), \quad j=1, 2, 3 \quad (21)$$

$$\phi_1^{(2)}(x, z) = B_{10}x + 2 \sum_{n=1}^{\infty} B_{1n} \sinh \lambda_n x \cos \lambda_n (z+h) \quad (22)$$

$$\phi_2^{(2)}(x, z) = \frac{(z+h)^2 - x^2}{2(h-d)} + B_{20} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} B_{2n} \cosh \lambda_n x \cos \lambda_n (z+h)$$

$$\begin{aligned} \phi_3^{(2)}(x, z) = & -\frac{(z+h)^2 x - x^3/3}{2(h-d)} + B_{30}x \\ & + 2 \sum_{n=1}^{\infty} B_{3n} \sinh \lambda_n x \cos \lambda_n (z+h) \end{aligned}$$

영역 (2)에서의 수직과 횡 방향 운동에 의한 방사와 포텐셜은 폰툰 바닥($z=-d$)에서 물체경계조건식을 만족해야 하므로 식 (22)의 우변에 특별해를 포함하고 있다.

$x=-a$ 에서 수평 방향의 속도가 서로 같다는 정합조건식으로 부터 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\sum_{n=0}^{\infty} A_{jn} k_n f_n(z) = \begin{cases} w_j(z), & -d \leq z \leq 0 \\ v_j(z) + \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n p_{jn} B_{jn} \cos \lambda_n (z+h) \\ & -h \leq z \leq -d \end{cases} \quad (23)$$

여기서

$$w_j(z) = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ z-z_G \end{pmatrix}, v_j(z) = \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{a}{(h-d)} \\ -\frac{(z+h)^2 - a^2}{2(h-d)} \end{pmatrix}$$

$$p_{j0} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}, p_{jn} = \lambda_n \begin{pmatrix} \cosh \lambda_n a \\ -\sinh \lambda_n a \\ \cosh \lambda_n a \end{pmatrix}, n \geq 1$$

식 (23)의 양변에 $f_m(z), m=0, 1, \dots$ 를 곱한 뒤 z 에 대하여 $-h$ 부터 0 까지 적분하면 다음 식을 유도할 수 있다.

$$k_m h A_{jm} = \gamma_{jm} + \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n (h-d) p_{jn} G_{nm} B_{jn} \quad (24)$$

여기서 $\gamma_{jm} = \int_{-d}^0 w_j(z) f_m(z) dz + \int_{-h}^{-d} v_j(z) f_m(z) dz$

$x=-a$ 에서 속도포텐셜이 서로 같다는 정합조건식을 적용하면 다음과 같다.

$$\sum_{n=0}^{\infty} A_{jn} f_n(z) = s_j(z) + \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n q_{jn} B_{jn} \cos \lambda_n (z+h) \quad (25)$$

여기서

$$s_j(z) = \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{(z+h)^2 - a^2}{2(h-d)} \\ \frac{(z+h)^2 a - a^3/3}{2(h-d)} \end{pmatrix}, q_{j0} = \begin{pmatrix} -a \\ 1 \\ -a \end{pmatrix}, q_{jn} = \begin{pmatrix} -\sinh \lambda_n a \\ \cosh \lambda_n a \\ -\sinh \lambda_n a \end{pmatrix}, n \geq 1$$

식 (25)의 양변에 $\cos \lambda_m (z+h), m=0, 1, 2, \dots$ 을 곱한 뒤, z 에 대하여 $-h$ 부터 $-d$ 까지 적분하면 다음과 같다.

$$q_{jm} B_{jm} = \sum_{n=0}^{\infty} G_{mn} A_{jn} - \alpha_{jm}, \quad (26)$$

여기서 $\alpha_{jm} = \frac{1}{(h-d)} \int_{-h}^{-d} s_j(z) \cos \lambda_m (z+h) dz$ 이다.

식 (24)를 식 (26)에 대입하여 정리하면 아래와 같은 대수방정식을 유도할 수 있다.

$$B_{jm} + \frac{1}{q_{jm}} \sum_{k=0}^N F_{jmk} B_{jk} = \frac{X_{jm}}{q_{jm}}, \quad m=0, 1, \dots \quad (27)$$

여기서

$$F_{jmk} = -\varepsilon_k p_{jk} (h-d) \sum_{n=0}^N \frac{G_{mn} G_{kn}}{k_n h}, \quad X_{jm} = -\alpha_{jm} + \sum_{n=0}^N \frac{\gamma_{jn} G_{mn}}{k_n h}$$

식 (27)의 대수방정식을 풀어 B_{jm} 을 구하고 식 (24)에 대입하여 미지수 A_{jm} 을 구한다.

폰톤의 수평, 수직, 횡 운동에 의한 동유체력 $F_i^R = \text{Re}\{f_i^R e^{-i\omega t}\}$ 은 다음과 같다.

$$f_i^R = \int_S p n_i dS = \rho \omega^2 \sum_{j=1}^3 \xi_j \int_S \phi_j n_i dS = \sum_{j=1}^3 f_{ij} \xi_j \quad (28)$$

여기서 $f_{ij} (= \rho \omega^2 \int_S \phi_j n_i dS)$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} f_{11} &= 2\rho\omega^2 \int_{-d}^0 \phi_1^{(1)}|_{x=-a} dz \\ f_{13} &= 2\rho\omega^2 \int_{-d}^0 \phi_3^{(1)}|_{x=-a} dz \\ f_{31} &= 2\rho\omega^2 \left\{ \int_{-d}^0 (z-z_G) \phi_1^{(1)}|_{x=-a} dz - \int_{-a}^0 x \phi_1^{(2)}|_{z=-d} dx \right\} \\ f_{22} &= 2\rho\omega^2 \int_{-d}^0 \phi_2^{(2)}|_{z=-d} dx \\ f_{33} &= 2\rho\omega^2 \left\{ \int_{-d}^0 (z-z_G) \phi_3^{(1)}|_{x=-a} dz - \int_{-a}^0 x \phi_3^{(2)}|_{z=-d} dx \right\} \end{aligned}$$

동유체력으로부터 부가질량(a_{ij})과 방사감쇠계수(b_{ij})를 아래와 같이 구할 수 있다.

$$f_{ij} = \omega^2 a_{ij} + i\omega b_{ij}, \quad i, j = 1, 2, 3 \quad (29)$$

3. 슬로싱폰톤과 SLD 탱크의 연성

Fig. 2와 같이 길이 $2b$, 폭 w 인 사각형 SLD 탱크 내에 액체가 h' 만큼 채워져 있다. 폰톤과 함께 움직이는 SLD 탱크가 수평, 수직, 횡 방향으로 주파수 ω 를 가지고 조화운동을 하였을 때 탱크 내의 유동과 탱크에 가해지는 하중을 살펴보았다. 좌표축 (x, z') 의 중심을 SLD 탱크의 수면 상에 위치시키고, z' 의 연직 방향을 양의 방향으로 잡았다.

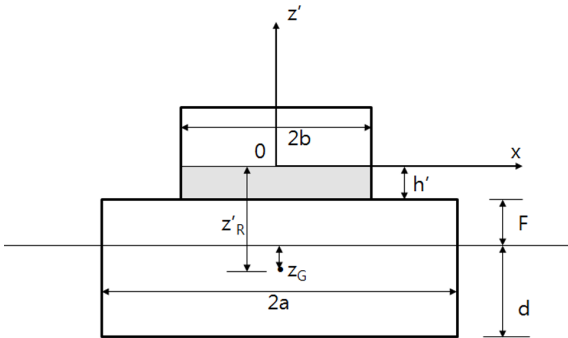


Fig. 2 Definition sketch of SLD tank on a rectangular pontoon.

2장에서와 동일하게 SLD 탱크 내의 유동 해석을 위하여 선형포텐셜 이론을 가정하여 속도포텐셜을 도입하였다. 속도포텐셜 ψ 을 공간과 시간의 함수로 분리하면 $\psi(x, z', t) = \text{Re}\left\{-i\omega \sum_{j=1}^3 \xi_j \psi_j(x, z') e^{-i\omega t}\right\}$ 로 쓸 수 있다. 여기서 ξ_j , $j=1, 2, 3$ 는 탱크의 수평, 수직, 횡 방향 운동변위이다. 각 운동모드에 대한 탱크 내의 속도포텐셜 $\psi_j(x, z')$ 은 아래 주어진 경계치 문제를 만족한다.

$$\nabla^2 \psi_j = 0, \quad j=1, 2, 3 \quad (30)$$

$$\frac{\partial \psi_j}{\partial z'} - K \psi_j = \delta_{j2}, \quad \text{on } z' = 0 \quad (31)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial \psi_1}{\partial z'} = 0 \\ \frac{\partial \psi_2}{\partial z'} = 1 \\ \frac{\partial \psi_3}{\partial z'} = -x, \quad \text{on } z' = -h', \quad -b \leq x \leq 0 \end{cases} \quad (32)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial \psi_1}{\partial x} = 1 \\ \frac{\partial \psi_2}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial \psi_3}{\partial x} = (z' - z'_R), \quad \text{on } x = -b, \quad -h' \leq z' \leq 0 \end{cases} \quad (33)$$

여기서 $K = \omega^2/g$ 이며, $(0, z'_R)$ 는 회전 중심의 좌표를 나타낸다. δ_{j2} 는 $j=2$ 인 수직 운동 모드일 때 1이고, 수평과 횡 운동 모드일 때 0이다.

위의 경계치 문제를 풀기 위하여 고유함수 전개법을 사용하였다. 먼저 식 (30)-(32)을 만족하고 z' 축에 대하여 비대칭 운동모드를 보이는 수평과 횡 운동에 의한 탱크 내의 속도포텐셜을 쓰면 다음과 같다.

$$\psi_1(x, z') = \sum_{n=0}^{\infty} A_{1n} \sinh \kappa_n x g_n(z') \quad (34)$$

$$\psi_3(x, z') = -x \left(z' + \frac{1}{K} \right) + \sum_{n=0}^{\infty} A_{3n} \sinh \kappa_n x g_n(z')$$

여기서 고유함수는 $g_n(z') = \cos \kappa_n (z' + h') / \cos \kappa_n h'$ 이며, 고유값 κ_n 는 분산식 $\kappa_n \tan \kappa_n h' = -\omega^2/g$ 을 만족한다. 이때 고유함수는 아래의 직교성을 만족한다.

$$\int_{-h'}^0 g_m(z') g_n(z') dz' = N_n' \delta_{mn} \quad (35)$$

여기서 $N_n' = \frac{1}{\cos^2 \kappa_n h'} \left(\frac{h'}{2} + \frac{\sin 2\kappa_n h'}{4\kappa_n} \right)$ 이다.

식 (34)를 탱크 벽($x = -b$)에서의 경계조건식 (33)에 대입하기에 앞서 경계조건식 (33)의 우변의 항들을 아래와 같이 고유함수의 전개식으로 나타내면 다음과 같다.

$$1 = \sum_{n=0}^{\infty} \hat{\gamma}_{1n} g_n(z') \quad (36)$$

$$(z' - z'_R) = \sum_{n=0}^{\infty} \hat{\gamma}_{3n} g_n(z')$$

여기서 전개식의 계수 $\hat{\gamma}_{1n}, \hat{\gamma}_{3n}, (n=0,1,2,\dots)$ 는 고유함수의 직교성을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\hat{\gamma}_{1n} = \frac{1}{N_n'} \int_{-h'}^0 g_n(z') dz' \quad (37)$$

$$\hat{\gamma}_{3n} = \frac{1}{N_n'} \int_{-h'}^0 (z' - z'_R) g_n(z') dz'$$

식 (34)을 식 (33)에 대입하여 미지수(A_{jn})를 구한다.

$$A_{jn} = \frac{\gamma_{jn}}{\kappa_n \cosh \kappa_n a}, \quad j=1,3 \quad (38)$$

여기서 $\gamma_{jn} = \hat{\gamma}_{jn} + \tilde{\gamma}_{jn}$, $\tilde{\gamma}_{1n} = 0, \tilde{\gamma}_{3n} = \frac{1}{N_n'} \int_{-h'}^0 (z' + \frac{1}{K}) g_n(z') dz'$.

탱크의 수평과 횡 방향 운동 모드에 대한 탱크 내의 속도포텐셜을 구하면 다음과 같다.

$$\psi_1(x, z') = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\gamma_{1n} \sinh \kappa_n x}{\kappa_n \cosh \kappa_n b} g_n(z') \quad (39)$$

$$\psi_3(x, z') = -x \left(z' + \frac{1}{K} \right) + \sum_{n=0}^N \frac{\gamma_{3n} \sinh \kappa_n x}{\kappa_n \cosh \kappa_n b} g_n(z')$$

비제차 자유표면경계조건식을 갖는 대칭 운동 모드인 탱크의 수직운동에 대한 속도포텐셜은 $\psi_2(x, z') = z'$ 이다(Malenica et al., 2003). 이는 탱크의 수직운동으로 탱크 내 액체의 수면 운동은 일어나지 않음을 의미한다.

탱크 내 액체의 운동에 의한 탱크에 작용하는 수평과 횡 방향의 동유체력($F_i^{slosh} = \text{Re}\{f_i^{slosh} e^{-i\omega t}\}, i=1,2,3$)은 탱크 벽과 바닥에서의 압력을 적분하여 구할 수 있다.

$$f_i^{slosh} = \int_S p_i dS = \rho \omega^2 \sum_{j=1}^3 \xi_j \int_S \psi_j n_i dS = \sum_{j=1}^3 h_{ij} \xi_j, \quad i=1,2,3 \quad (40)$$

여기서

$$h_{1j} = -2\rho\omega^2 \int_{-h'}^0 \psi_j(-b, z') dz'$$

$$h_{2j} = -2\rho\omega^2 \int_{-b}^0 \psi_j(z, -h') dx'$$

$$h_{3j} = -2\rho\omega^2 \left\{ \int_{-h'}^0 (z' - z'_R) \psi_j(-b, z') dz' - \int_{-b}^0 x \psi_j(x, -h') dx \right\}$$

동유체력 h_{ij} 를 실수부와 허수부로 나누면 다음과 같다.

$$h_{ij} = (\omega^2 \mu_{ij} + i\omega \nu_{ij}), \quad (i,j=1,2,3) \quad (41)$$

여기서 μ_{ij} 는 부가질량이며, ν_{ij} 는 감쇠계수이다. 탱크의 수직운동에 의한 수직방향의 부가질량(μ_{22})은 아래와 같이 탱크 내 액체의 질량과 같다.

$$\mu_{22} = -2\rho \int_{-b}^0 z' \Big|_{z=-h'} dx' = 2\rho b h' \quad (42)$$

본 해석은 선형포텐셜이론에 기초하였기 때문에 점성에 의한 감쇠력을 고려하지 않았다. 따라서 $\nu_{ij} = 0$ 이다.

사각형 폰툰과 SLD 탱크가 연성된 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M_{ij}] \frac{d^2 \vec{\zeta}}{dt^2} = \vec{F}^{ext}(t) + \vec{F}^R(t) + \vec{F}^{slosh}(t) + \vec{F}^S(t) \quad (43)$$

여기서 $\vec{\zeta} = (\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3)^T$, $\vec{F}^{ext} = (F_1^{ext}, F_2^{ext}, F_3^{ext})^T$ 은 운동변위와 파

기진력 벡터이다. $\vec{F}^R = -[a_{ij}] \frac{d^2 \vec{\zeta}}{dt^2} - [b_{ij}] \frac{d \vec{\zeta}}{dt}$, $\vec{F}^S = [C_{ij}] \vec{\zeta}$ 은 폰툰의

운동에 의한 동유체력과 정유체력이다. $\vec{F}^{slosh} = -[\mu_{ij}] \frac{d^2 \vec{\zeta}}{dt^2}$ 는 폰

툰 위에 설치된 SLD 탱크 내의 액체 운동으로 탱크에 가해지는 동유체력이다. 앞에서 구한 결과를 식 (43)에 대입하여 정리하면 아래와 같이 3자유도 연성된 운동방정식을 유도할 수 있다.

$$\left\{ -\omega^2(m + a_{11} + \mu_{11}) - i\omega b_{11} \right\} \xi_1 + \left\{ -\omega^2(a_{13} + \mu_{13}) - i\omega b_{13} \right\} \xi_3 = A_1^{ext} \quad (44)$$

$$\left\{ -\omega^2(m + a_{22} + \mu_{22}) - i\omega b_{22} + C_{22} \right\} \xi_2 = A_2^{ext}$$

$$\left\{ -\omega^2(a_{31} + \mu_{31}) - i\omega b_{31} \right\} \xi_1 + \left\{ -\omega^2(I_{33} + a_{33} + \mu_{33}) - i\omega b_{33} + C_{33} \right\} \xi_3 = A_3^{ext}$$

여기서 $m(=2\rho ad)$ 은 폰툰과 SLD 탱크의 질량 합이다. $I_{33}(=m(2a/3)^2)$ 는 폰툰과 탱크를 포함한 전체 시스템의 횡 방향 관성모멘트이다.

C_{22}, C_{33} 은 수직과 횡 방향의 복원력계수로 다음과 같다.

$$C_{22} = 2\rho g a, \quad C_{33} = mg \overline{GM} \quad (45)$$

여기서 \overline{GM} 은 경심 높이로 $\frac{(2a)^2}{12d} - (\frac{d}{2} + z_G)$ 이다.

식 (45)의 횡 방향의 복원력 계수는 탱크 내 액체의 운동을 무시하였을 때의 결과이다. 현재의 해석 모델과 같이 탱크 내의 액체의 운동을 허용한 경우, 복원력 손실이 발생하여 횡 방향의 복원력 계수는 아래와 같이 바뀐다.

$$C_{33} = mg \overline{GM} - \rho_s g i_s \quad (46)$$

여기서 ρ_s 는 탱크 내 액체의 밀도이며, i_s 는 탱크 수면을 관통한 면적의 2차 모멘트로 사각형 탱크의 경우 $i_s = w(2b)^3/12$ 이다.

운동방정식 (44)을 풀어 폰툰의 3자유도 운동변위를 구한다. 먼저 탱크 내의 액체의 움직임을 구속하였을 때의 결과와 탱크

내 액체의 운동을 자유롭게 허용하였을 때의 결과를 비교하여 SLD가 폰툰의 운동변위에 미치는 효과를 살펴보았다.

4. 계산결과 및 고찰

계산모델로 잡은 폰툰의 길이($2a$)는 1.0m이며, 높이(H)는 0.27m, 흘수(d)는 0.108m, 수심(h)은 1.0m이다. 폰툰의 질량과 횡 방향 관성모멘트는 각각 $m = 108kg$, $I = 12kg.m^2$ 이다. 경심 높이는 무게중심이 수면위에 위치할 때($z_G = 0$)로 $\overline{GM} = 0.717m$ 이다. 횡 방향 복원력 계수(C_{33})는 708.9N.m이다. 계산에 사용한 고유함수의 개수(N)는 50개이다.

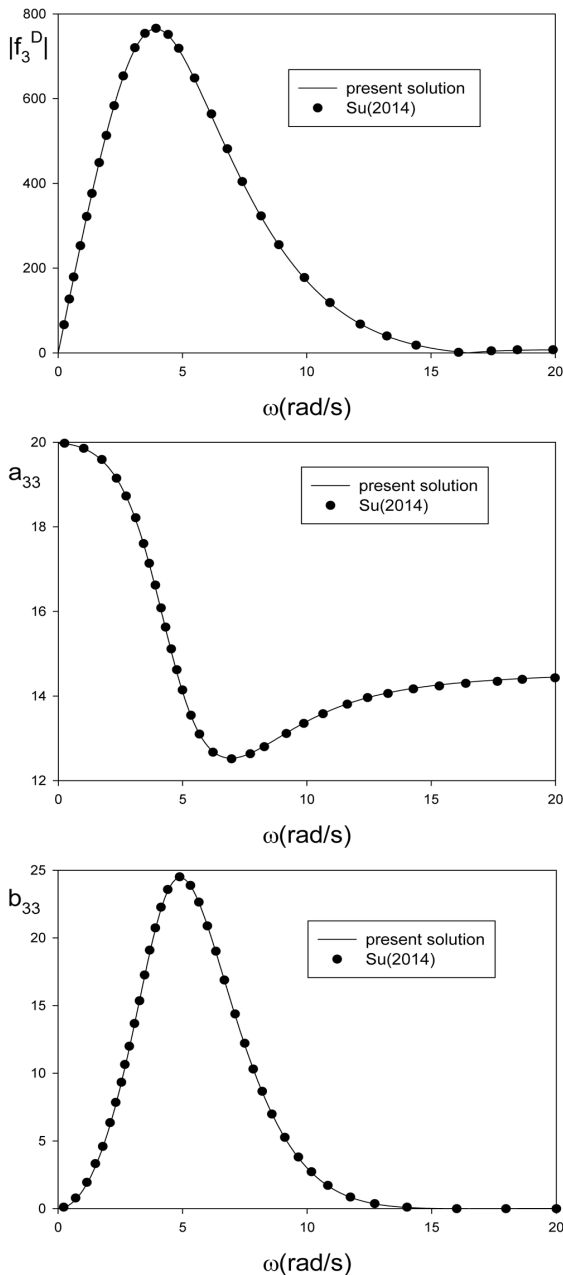
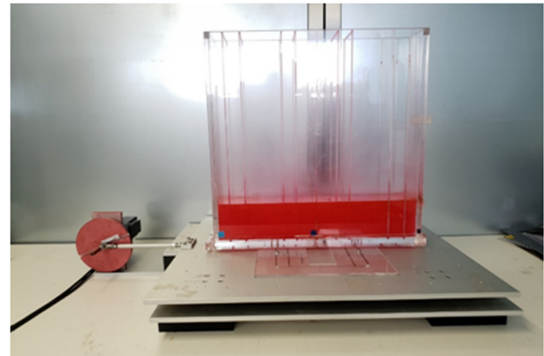


Fig. 3 Comparison of the wave exciting force, added mass, radiation damping coefficient of a pontoon with Su(2014)'s results for $2a/h = 1.0$, $d/h = 0.108$, $z_G = 0$ m

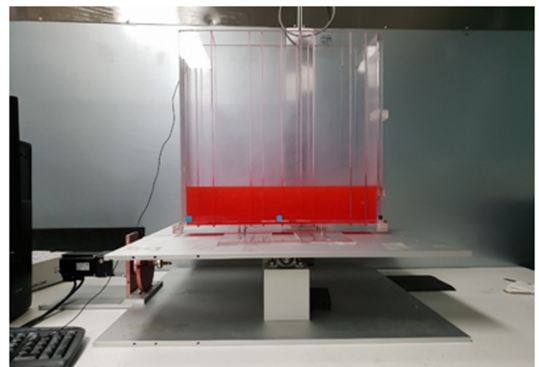
폰툰의 폭은 길이와 높이가 비하여 아주 길다고 가정하여 2차원 문제로 취급하였다. 따라서 모든 입력과 출력 값들을 단위 폭 당의 값으로 나타내었다. Fig. 3은 파랑 중 사각형 폰툰에 작용하는 파기진력과 동유체력(부가질량, 방사감쇠계수)을 계산하여 Su(2014)의 해석결과와 비교한 그림이다. x 축은 입사파의 주파수이다. 실선은 고유함수전개법을 사용한 현재의 계산결과이며 동그라미 기호는 Su(2014)의 해석결과이다. 두 결과가 서로 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다.

3장에서 살펴본 사각형 슬로싱 탱크의 수평과 횡 방향 운동시 탱크 내 액체의 수면 운동에 대한 해석해를 검증하기 위하여 모형실험을 실시하였다. 모형실험에 사용한 사각형 탱크의 길이($2b$)는 0.5m이다. 탱크 내 액체의 깊이는 0.1m이다. 탱크 내의 과도한 액체 운동에 의한 비선형 현상을 피하기 위하여 수평과 횡 방향 운동변위를 각각 3mm와 1° 로 하여 탱크의 운동주기를 바꿔가면서 모형실험을 수행하였다. 실시간으로 변하는 탱크 내의 수위 변화를 측정하기 위하여 영상을 촬영하고 실험동영상을 후처리하여 수위 변동을 디지털 값으로 변환하는 영상처리기법(Image processing)을 사용하였다. 영상처리기법을 사용하기 위하여 탱크 하단 모서리에 정사각형 모양의 파란색 표시지 2개를 붙여 픽셀과 거리 사이의 관계를 구하였다. 또한 탱크 내의 수위 변동을 용이하게 추적하기 위하여 빨간색 물감을 섞은 물을 탱크 내 액체로 사용하였다. 해상도 1920×1080, 초당 60 프레임을 찍는 동영상 카메라를 사용하였다.

Fig. 4는 탱크의 수평과 횡 방향 운동시 탱크 내의 수면 운동을 얻기 위한 실험장치의 사진이다. Fig. 5는 탱크의 운동주기를 바

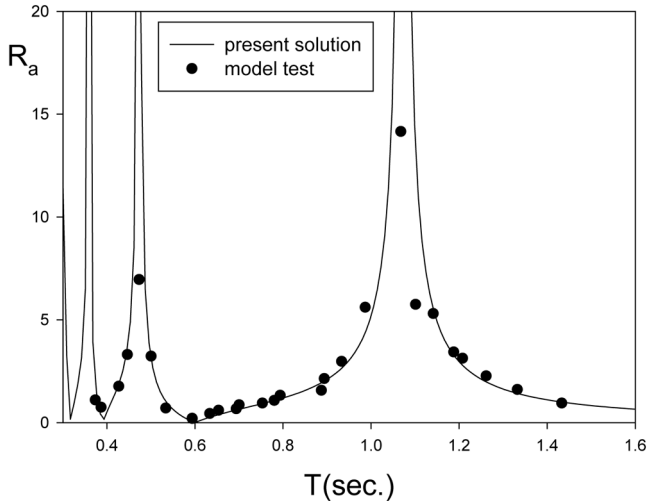


(a) sway motion

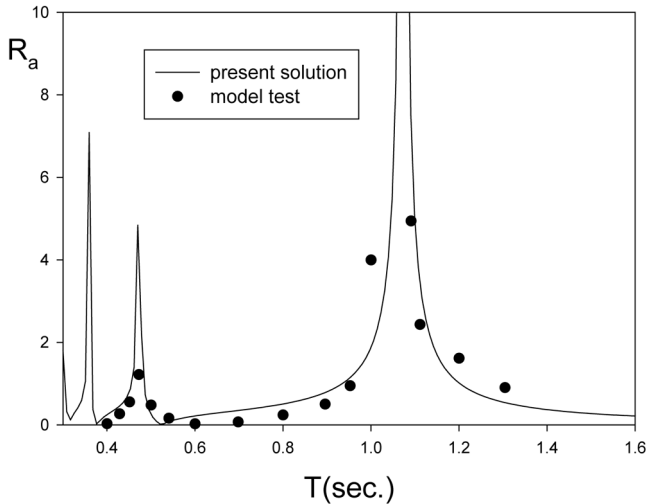


(b) roll motion

Fig. 4 Photograph of experimental set-up of swaying and rolling SLD tank.



(a) Sway motion



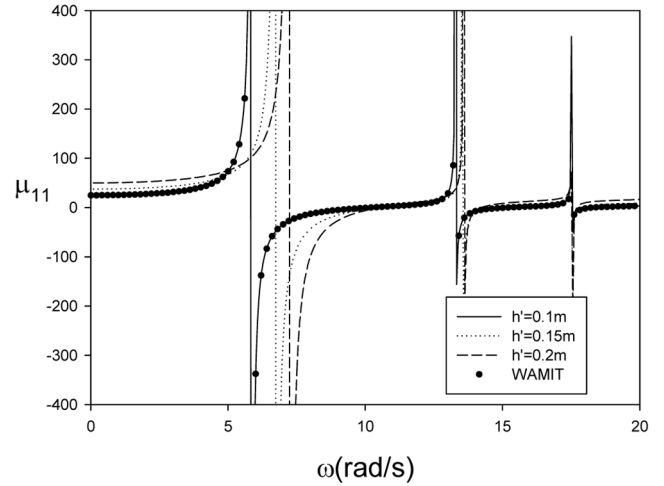
(b) Roll motion

Fig. 5 Comparison of the amplification factor (R_a) at tank wall between the analytic solutions and experimental results in a rectangular tank.

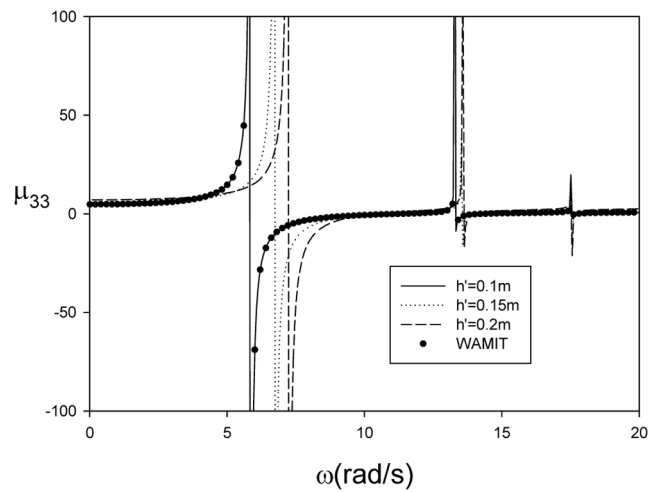
뀌가면서 탱크 벽면($x=-b$)에서의 측정된 수위 변위를 해석결과와 비교한 그림이다. y 축은 증폭 비(Amplification factor)로 수위의 진폭을 탱크의 운동 진폭으로 나눈 값($R_a = (\zeta_{max} - \zeta_{min})/2\xi$)이다. 여기서 실선은 해석결과이며, 기호(●)는 모형실험결과이다. 본 해석하는 포텐셜 이론에 기반을 두고 있기 때문에 해석모델 내에 어떠한 감쇠 기구를 가지고 있지 않다. 따라서 공진주기에서의 증폭비는 무한대 값을 갖는다. 탱크의 수평과 횡 운동에 대한 해석결과 모두 공진주기에서의 정량적인 값 차이를 제외하곤 모형실험결과를 잘 따라가고 있음을 보여주고 있다. SLD 탱크를 사각형 폰툰 위에 설치하기에 앞서 탱크 내 액체의 수면 운동으로 SLD 탱크에 작용하는 동유체력을 살펴보았다. 탱크의 길이와 폭은 0.5m이며, 탱크의 깊이를 0.1m, 0.15m, 0.2m로 바뀌가면서 계산을 수행하였다. Ibrahim(2005)가 제시한 2차원 사각형 탱크 내의 슬로싱 모드(Sloshing mode)에 대한 고유주파수를 구하는 식은 식 (47)과 같다.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{n\pi g}{2b} \tanh\left(\frac{n\pi h'}{2b}\right)}, n = 1, 2, 3, \dots \quad (47)$$

식 (47)을 이용하여 수심이 0.1m일 때 1차부터 5차까지 고유주파수를 계산하면 5.88rad/s, 10.24rad/s, 13.29rad/s, 15.59rad/s, 17.52rad/s이다. Fig. 6은 탱크의 수평 및 횡 방향 운동시 탱크에 가해지는 동유체력인 수평과 횡 방향의 부가질량을 보여주고 있다. 여기서 탱크 내 액체의 깊이를 0.1m, 0.15m, 0.2m로 바뀌가면서 계산을 수행하였다. 동그라미 기호는 탱크 내 액체의 깊이가 0.1m일 때의 WAMIT를 이용한 수치계산결과이다. 해석결과와 수치계산결과는 서로 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다. 먼저 수심이 0.1m일 때 나타난 피크주파수는 식 (47)에서 얻은 고유주파수들 중에서 1,3,5차 고유주파수들과 일치한다. 나머지 2, 4, 6차 고유주파수에서는 탱크 벽면에 Node점이 형성되어 탱크에 작용하는 동유체력이 공진임에도 불구하고 크게 증폭되지 않았다. 또한 1차 공진주파수에서의 부가질량이 다른 공진모드(3차, 5차) 보다 상대적으로 큰 값을 보이며 공진폭도



(a)

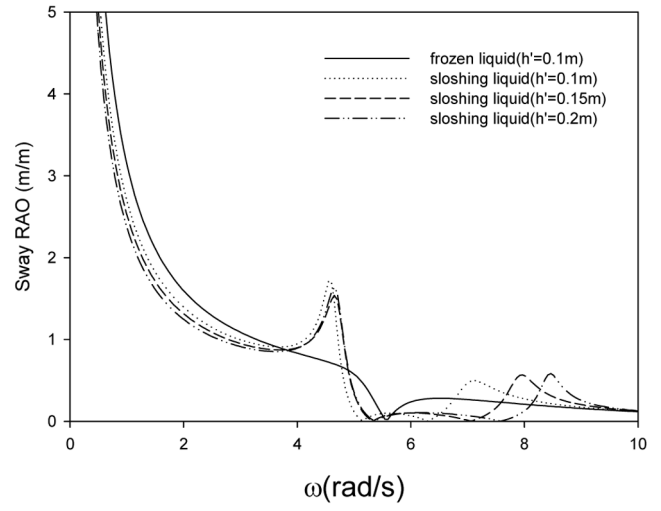


(b)

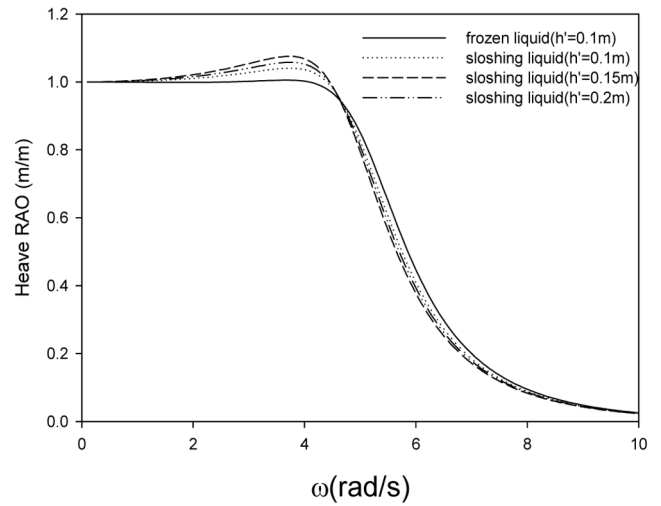
Fig. 6 Added masses by swaying and rolling motion of tank for $2b=0.5$ m, $w=0.5$ m, $z_G=0$ m, $F=0.162$ m

가장 넓게 나타났다. 한편 탱크의 수심이 0.15m로 증가하였을 때 식 (47)로부터 얻은 1, 3, 5차 고유주파수는 6.74rad/s, 13.55rad/s, 17.55rad/s이며, 0.2m로 증가하였을 때는 7.24rad/s, 13.59rad/s, 17.55rad/s이다. 탱크 내 수심이 0.1m인 결과와 비교하였을 때 1차 고유주파수에서는 차이를 보였지만 나머지 3차와 5차 고유주파수는 큰 차이를 보이지 않았다. Fig. 6에서 이러한 고유주파수의 특성들이 잘 반영되어 나타남을 볼 수 있다. 즉, 탱크 내 액체의 깊이 변화는 고유주파수 중에서 1차 고유주파수에만 영향을 준다. 또한 탱크 벽에 Node점이 형성되는 짝수 공진모드에서는 동유체력(수평, 횡)에 큰 변화가 일어나지 않으나 탱크 벽에 Anti-node점이 형성되는 1, 3, 5차 홀수 공진모드에서는 동유체력인 부가질량에 공진특성이 나타났다. 본 연구는 선형포텐셜 이론에 기초하였기 때문에 점성에 의한 감쇠력을 무시하였다. 만약 점성에 의한 마찰력을 고려한다면 공진주파수에서 탱크 내의 수면운동이 줄어들어 탱크에 작용하는 부가질량이 감소될 것이다. 이는 SLD 탱크와 연성된 폰툰의 운동변위를 감소시키는데 기여할 것으로 예측된다. Fig. 6에서 공진주파수 주변을 자세히 살펴보면 공진주파수에서 부가질량은 양의 값에서 음의 값으로 급격한 변화를 보여주고 있다. 이러한 부가질량 음의 값을 갖는 독특한 현상은 운동하는 물체 내부에 공진을 유발하는 닫혀진 유체 영역이 포함된 문제에서 공진으로 증폭된 에너지가 빠져나가지 못하여 나타나는 현상이다. 에너지를 감쇠시킬 수 있는 감쇠기구가 존재하면 이러한 현상은 사라진다. 대표적인 예로는 탱크 내 슬로싱, 문풀(Moon-pool)을 가진 해양구조물, 쌍둥선, 안벽에 계류된 선박 등이 있다.

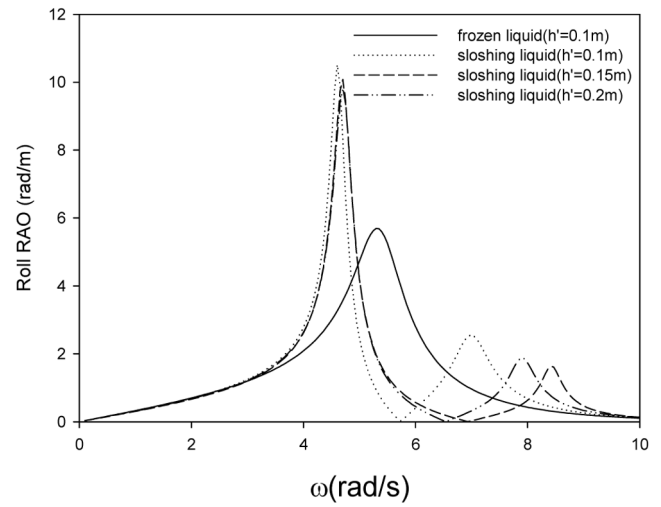
Fig. 7은 사각형 폰툰과 SLD 탱크가 연성된 운동방정식을 풀어 구한 폰툰의 수평, 수직, 횡 방향의 운동변위를 주파수에 따라 그린 그림이다. 여기서 실선은 탱크 내 액체의 수면 운동을 구속한 상태(Frozen liquid)를 뜻하며, 3종류의 점선은 탱크 내 액체의 깊이(0.1m, 0.15m, 0.2m)를 달리하면서 수면 운동을 자유롭게 허용한 경우(Sloshing liquid)이다. 먼저 Fig. 7(c)에 나타난 횡 운동 RAO(Response amplitude operator) 곡선을 살펴보면 탱크 내 유체의 수면 운동을 구속한 경우, 공진주파수(5.3rad/s)에서 1개의 횡 운동변위의 피크 값이 나타난 반면에 SLD 탱크 내 액체의 수면 운동을 허용한 경우 2개의 공진주파수에서 피크 값이 나타남을 볼 수 있다. 특히, 저주파수 영역에 속하는 공진주파수(4.7rad/s)는 탱크 내 증폭된 수면 운동이 수평과 횡 방향의 부가질량으로 작용하여 SLD 탱크가 없을 때의 횡 운동모드의 공진주파수(5.3rad/s)를 저주파수 영역으로 이동하여 나타난 결과이다. 따라서 탱크의 깊이에 크게 변하지 않는다. 한편 고주파수 영역에서 나타난 공진주파수는 탱크 내 액체 깊이 변화에 따라 탱크 내 액체의 1차 고유주파수(5.88rad/s, 6.74rad/s, 7.24rad/s)가 변하는 경향과 대략 일치한다. 따라서 고주파수 영역에 속하는 공진주파수는 탱크 내 액체의 1차 공진모드의 슬로싱 현상과 폰툰의 횡 운동 간의 상호작용으로 나타난 결과라 추측된다. Fig. 7(a)에서 횡 운동 변위가 크게 일어나는 2개의 공진주파수에서 수평 운동도 크게 일어났다. 이는 폰툰의 수평 운동과 횡 운동이 서로 연성되었기 때문이다. 또한 탱크의 수직운동에 의한 수직 방향의 부가질량(μ_{22})은 주파수와 무관한 탱크 내 액체의 질량으로 작용하므로 Fig. 7(b)에 나타나듯이 SLD 탱크 내 수면 운동은 폰툰의 수직 운동변위에 큰 영향을 미치지 않았다.



(a) sway



(b) heave



(c) Roll

Fig. 7 Motion responses of a rectangular pontoon with frozen liquid and sloshing liquid in a tank for $2a=1.0$ m, $d=0.108$ m, $b=0.5$ m, $F=0.162$ m

5. 결 론

탱크의 수평과 횡 운동에 대한 해석결과와 모형실험결과는 공진주기에서의 정량적인 값 차이를 제외하곤 서로 잘 일치하였다. 공진주기에서의 정량적인 값 차이는 본 해석에서 무시한 점성에 의한 감쇠력에 기인한다.

탱크의 형상과 탱크 내 액체의 깊이는 탱크 내의 고유주파수에 영향을 준다. 특히, 탱크 벽에 Node점이 형성되는 짝수 공진 모드에서는 탱크에 작용하는 유체력에 공진 특성이 나타나지 않았지만, 탱크 벽에 Anti-node가 형성되는 홀수 공진 모드에서는 뚜렷한 공진 특성을 보여주었다. 특히 홀수 공진 모드 중에서는 1차 고유주파수는 탱크 내 액체의 깊이 변화에 영향을 받는 반면에 나머지 고차 고유주파수는 탱크 내 액체 깊이 변화에 무관하다.

SLD 탱크의 설치는 폰툰의 수평과 수직 운동변위 보다는 횡 운동변위에 큰 영향을 미친다. 탱크 내 유체의 운동을 구속하였을 때는 1개의 횡 운동 공진주파수에서 1개의 피크 값이 나타나 탱크 내의 액체의 수면 운동을 허용하였을 때는 2개의 피크 값이 형성됨을 확인하였다. 특히 상대적으로 큰 피크 값을 갖는 저주파수 영역에 위치한 공진주파수는 탱크 내 증폭된 수면 운동이 횡 방향의 부가질량으로 작용하여 원래의 공진주파수를 저주파수 영역으로 이동시켰기 때문이다. 반면에 고주파수 영역에 위치한 공진주파수는 탱크 내 액체의 1차 공진 모드에서의 슬로싱 현상과 폰툰의 횡 운동 간의 상호작용의 결과로 나타난 것으로 사료된다.

본 연구에서 다른 해석하는 점성의 효과를 무시한 선형포텐셜 이론에 기반을 두었기 때문에 폰툰의 운동에너지를 줄이는 감쇠 기구를 가지고 있지 않다. 따라서 SLD 탱크의 설치는 파랑중 폰툰의 횡 운동특성을 변화시켜 공진이 일어나는 주파수의 위치를 변경시킨다. 따라서 SLD를 부유체의 운동 저감에 적절히 활용하기 위해서는 설치해역의 파랑 특성에 맞춰 에너지가 밀집된 주파수 범위 밖으로 폰툰의 횡 운동 공진주파수가 위치하도록 SLD 탱크의 형상을 설계하여야 한다. 더 나아가 SLD 탱크 내에 감쇠력을 증가시키는 여러 장치를 추가하면 탱크 내 액체의 수면 운동과 함께 폰툰의 횡 운동변위를 더욱 줄일 수 있다.

후 기

이 논문은 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 이공분야기초연구지원사업입(NRF-2017R1D1A1B04 035231).

References

- Abul-Azm, A.G., Gesraha, M.R., 2000. Approximation to the Hydrodynamics of Floating pontoons under Oblique Waves. *Ocean Engineering*, 27(4), 365-384. [https://doi.org/10.1016/S0029-8018\(98\)00057-2G](https://doi.org/10.1016/S0029-8018(98)00057-2G)
- Cho, I.H., 2015. Sloshing Analysis in Rectangular Tank with Porous Baffle. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 29(1), 1-8. <https://doi.org/10.5574/KSOE.2015.29.1.001>
- Cho, I.H., 2016. Transmission Coefficients of a Floating Rectangular Breakwater with Porous Side Plates. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 8(1), 53-65. <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2015.10.002>
- Cho, I.H., Kim, M.H., 2016. Effect of Dual Vertical Porous Baffles on Sloshing Reduction in a Swaying Rectangular Tank. *Ocean Engineering*, 126, 364-373. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2016.09.004>
- Cho, I.H., Choi, J.S., Kim, M.H., 2017. Sloshing Reduction in a Swaying Rectangular Tank by an Horizontal Porous Baffle. *Ocean Engineering*, 138, 23-34. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2017.04.005>
- Colwell, S., Basu, B., 2009. Tuned Liquid Column Dampers in Offshore Wind Turbines for Structural Control. *Engineering Structures*, 31(2), 358-368. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2008.09.001>
- Crowley, S., Porter, R., 2012. The Effect of Slatted Screens on Waves. *Journal of Engineering Mathematics*, 76(1), 33-76.
- Drimer, N., Agnon, Y., Stiassnie, M., 1992. A Simplified Analytical Model for a Floating Breakwater in Water of Finite Depth. *Applied Ocean Research*, 14(1), 33-41. [https://doi.org/10.1016/0141-1187\(92\)90005-5](https://doi.org/10.1016/0141-1187(92)90005-5)
- Faltinsen, O.M., Firoozkoobi, R., Timokha, A.N., 2011. Analytical Modeling of Liquid Sloshing in a Two-dimensional Rectangular Tank with a Slat Screen. *Journal of Engineering Mathematics*, 70(1-3), 93-109. <https://doi.org/10.1007/s10665-010-9397-5>
- Ibrahim, R.A., 2005. *Liquid Sloshing Dynamics: Theory and Applications*. Cambridge University Press.
- Kim, Y., 2002. A Numerical Study on Sloshing Flows Coupled with Ship Motion-the Anti-rolling Tank Problem. *Journal of Ship Research*, 46(1), 52-62.
- Malenica, S., Zalar, M., Chen, X.B., 2003. Dynamic Coupling of Seakeeping and Sloshing. *Proceedings of the 13th International Society of Offshore and Polar Engineering Conference*. Honolulu, USA.
- Molin, B., Remy, F., Rigaud, S., Jouette, C. de., 2002. LNG-FPSO's: Frequency Domain, Coupled Analysis of Support and Liquid Cargo Motion. *Proceedings of 10th Congress of the International Maritime Association of the Mediterranean*, Rethymnon, Greece.
- Newman, J.N., 2005. Wave Effects on Vessels with Internal Tanks. *Proceedings of 20th Workshop on Water Waves and Floating Bodies*, Spitsbergen Norway.
- Rognebakke, O.F., Faltinsen, O.M., 2003. Coupling of Sloshing and Ship Motions. *Journal of Ship Research*, 47(3), 208-221.
- Su, Y., 2014. Numerical and Experimental Study of the Wave Response of Floating Support with Partially Filled Tank. Ph.D. Dissertation, Ecole Centrale Marseille, France.

Numerical and Experimental Study on Linear Behavior of Salter's Duck Wave Energy Converter

Dongeun Kim^{ID*}, Sunny Kumar Poguluri^{ID**}, Haeng Sik Ko^{ID**}, Hyebin Lee^{ID***} and Yoon Hyeok Bae^{ID**}

^{*}Faculty of Wind Energy Engineering, Jeju National University, Jeju, Korea

^{**}Department of Ocean System Engineering, Jeju National University, Jeju, Korea

^{***}Multidisciplinary Graduate School Program for Wind Energy, Jeju National University, Jeju, Korea

비대칭 형상 파력발전 로터의 선형 거동에 대한 수치적·실험적 연구

김동은^{ID*} · Sunny Kumar Poguluri^{ID**} · 고행식^{ID**} · 이혜빈^{ID***} · 배윤혁^{ID**}

^{*}제주대학교 풍력공학부

^{**}제주대학교 해양시스템공학과

^{***}제주대학교 풍력특성화협동과정

KEY WORDS: Wave energy converter 파력발전장치, Salter's duck 솔터 덕, Pitch motion 종운동, Dynamic performance 동적성능, Linear response 선형응답, Model test 모형시험

ABSTRACT: Among the various wave power systems, Salter's duck (rotor) is one of the most effective wave absorbers for extracting wave energy. The rotor shape is designed such that the front part faces the direction of the incident wave, which forces it to bob up and down due to wave-induced water particle motion, whereas the rear part, which is mostly circular in shape, reflects no waves. The asymmetric geometric shape of the duck makes it absorb energy efficiently. In the present study, the rotor was investigated using WAMIT (a program based on the linear potential flow theory in three-dimensional diffraction/radiation analyses) in the frequency domain and verified using OrcaFlex (design and analysis program of marine system) in the time domain. Then, an experimental investigation was conducted to assess the performance of the rotor motion based on the model scale in a two-dimensional (2D) wave tank. Initially, a free decay test (FDT) was carried out to obtain the viscous damping coefficient. The pitch response was extracted from the experimental time series in a periodic regular wave for two different wave heights (1 cm and 3 cm). In addition, the viscous damping coefficient was calculated from the FDT result and fluid forces, obtained from WAMIT, are incorporated into the final response of the rotor. Finally, a comparative study based on experimental and numerical results (WAMIT & OrcaFlex) was performed to confirm the performance reliability of the designed rotor.

1. 서 론

파랑에너지로부터 전기에너지를 추출하기 위한 Salter가 제안한 1차 변환장치는 잠긴 부분의 모양이 수면에 떠 있는 오리와 같다고 하여 Salter's duck 또는 Edinburgh duck이라 불린다. Salter's duck은 입사파 방향으로의 전면형상과 반대편의 후면형상을 서로 다르게 비대칭적으로 설계하여 파의 에너지를 흡수하고, 이를 통해서 약 90%에 가까운 에너지 흡수 효율을 가질 수 있다고 알려져 있다(Swift-Hook et al., 1975). 이는 1970년대 후반부터 1980년대 초반까지 모형실험(Salter et al., 1975; Jeffrey

et al., 1976)과 이론해석(Evans, 1976; Count, 1978; Mynett et al., 1979)등을 통하여 폭 넓게 연구되었다. 또, 조석을 고려한 Salter's duck의 성능 연구(Wu et al., 2017), 제주 서부 해역에 최적화 되도록 여러 가지 설계변수에 대한 로터의 성능 변화 연구(Poguluri and Bae, 2018) 그리고 전산유체역학(Computational fluid dynamics, CFD)을 통해서 로터의 점성계수를 산정(Poguluri et al., 2019) 등 최근에도 Salter's duck에 대한 연구는 많은 관심을 받고 있다. 하지만 최근 연구들은 수치해석을 기반으로 하였다. 본 논문에서는 실험적 연구를 진행하여 수치해석의 결과를 검증하였다.

Received 26 February 2019, revised 5 April 2019, accepted 11 April 2019

Corresponding author Yoon Hyeok Bae: +82-64-754-3485, yh.bae@jeju.ac.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5198-4519

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of Annual Autumn Conference of KSOE 2018 in Incheon.

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

선행연구에서는 Salter's duck의 로터의 다양한 설계 변수를 검토하여 제주 서부 해역 해양환경에 적용 가능하도록 로터를 설계하였다(Poguluri and Bae, 2018). 본 연구에서는 이 결과를 바탕으로 축소모형(Model)을 이용한 2차원 조파수조 실험을 수행하고 이를 수치해석의 결과와 비교 분석 하였다. 설계된 Salter's duck의 거동 특성은 먼저, 선형 포텐셜 이론을 근거로 한 3차원 회절/방사 프로그램인 WAMIT을 이용하여 주파수 영역에서 해석하였고, 다음, 부유체의 시간 영역 거동 해석 프로그램인 OrcaFlex로 부터 주기별 규칙파에 따른 운동을 확인하고 RAO (Response amplitude operator)를 도출하여 WAMIT의 거동 특성 결과와 비교 검증하였다. 마지막으로, 수치해석으로 확인한 거동 특성을 검증하기 위하여 제주대학교 2차원 조파수조에서 파고에 따른 주기별 규칙파 실험을 행하였다. 이를 통해 중운동(Pitch) 변위를 측정하였고 실험 결과를 토대로 RAO를 도출하여 최종적으로 수치해석 결과와 비교하였다.

2. 축소 모형 실험

본 연구에서는 WAMIT과 OrcaFlex로 부터 산출한 수치적 거동 특성과 모형실험(Model test)을 통해서 얻은 거동 특성을 비교하여 수치해석의 신뢰성을 확인하였다. 모형실험은 실물(Prototype)의 특성을 확인하기 위한 가장 편리하고 경제적인 방법이다. 모형실험을 위해서는 실험이 가능한 범위 내에서의 축척비 선정을 시작으로, 상사법칙을 이용한 축소 제원 산출 및 축소모형의 재질 선정 등 여러 가지 조건의 고려가 필요하다.

2.1 실험 모델

프루드(Froude)수 상사비 λ 를 1/11로 하여 실물을 축소하였으며, 재질은 주로 사용되는 아크릴로 선정하였다. 모형실험에서 사용된 축소모형은 Fig. 1과 같다.

실물은 해수(Sea water)에서 적용되지만 축소모형은 담수(Fresh water)에서 적용되므로 로터가 정수 중 정적 평형을 이룰 수 있도록 축소모형 설계과정에서 보완하였다. 보완과정에서 최대한 실물의 특성을 가질 수 있도록 질량비를 유지하였으며, 적절한 로터의 중운동 비감쇠 고유주기(Undamped natural period, T_0)를 갖도록 하였다. 로터의 중운동에 대한 비감쇠 고유주기는 질량

분포에 따른 질량 관성모멘트(Moment of inertia)와 중운동의 복원력(Restoring force)에 의해 결정되며, 식 (1)과 같이 계산할 수 있다.

$$T_0 = 2\pi \sqrt{\frac{I_{55} + a_{55}}{k_{55}}} \tag{1}$$

여기서 비감쇠 고유주기는 감쇠가 전혀 고려되지 않은 고유주기를 의미하며, I_{55} 는 로터의 질량 관성모멘트, a_{55} 는 부가질량 관성모멘트(Added mass moment of inertia) 그리고 k_{55} 는 정적 복원계수(Restoring coefficient)를 나타낸다. 밑첨자 55는 중운동을 의미한다. 모든 값들은 회전중심에서의 계산 결과를 사용하였다. 부가질량 관성모멘트와 정적 복원계수는 WAMIT을 이용하여 산출된 결과를 적용하였고, 최종적으로 모형실험에 사용된 로터의 제원 및 특성은 Table 1과 같으며 Fig. 1(b)에서 확인 가능하다.

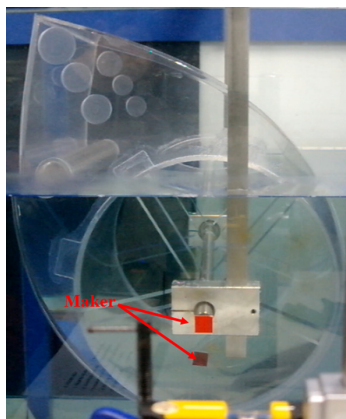
Table 1 Specification of experimental model

	Unit	Value
Radius of the stern	m	0.182
Diameter of hole	m	0.34
Depth of axis	m	0.1455
Width	m	0.455
Length of beak line	m	0.431
Beak angle	°(deg)	60
Total mass	kg	13.65
Center of gravity (x, y, z)	m	(-0.0931, 0, 0.0998)
Moment of inertia (pitch)	kg·m ²	0.7479
Pitch natural period (undamped)	s	1.53

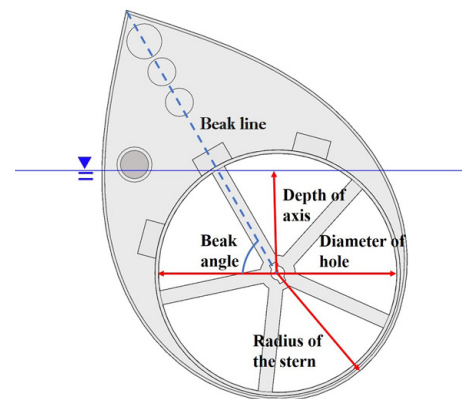
2.2 실험 조건

모형실험은 제주대학교 2차원 조파수조에서 실시하였다. 수조는 길이 20m, 폭 0.8m의 제원을 가지며 수심은 0.6m이다. Fig. 2는 모형실험의 구성도를 보여준다.

조파수조 한쪽 끝에는 피스톤 타입의 조파기(Wave maker)가



(a) Photographs of model



(b) Schematic sketch of model

Fig. 1 Experimental model

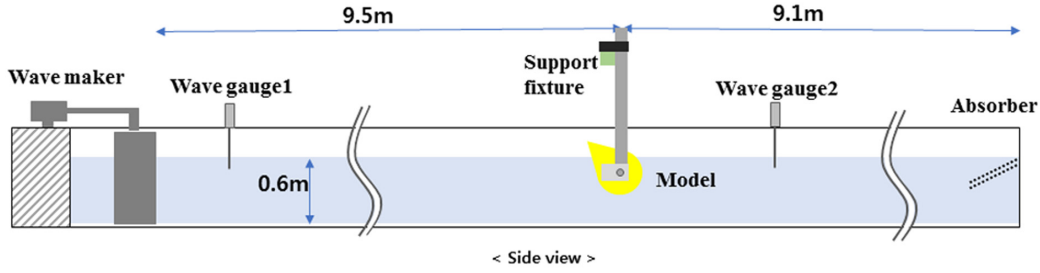


Fig. 2 Schematic sketch of experimental set-up (side view)

있으며, 반대쪽에는 경사형 소파장치(Absorber)가 설치되어 있다. 조파기로부터 약 2m 떨어진 위치에 저항식 파고계(Wave gauge)를 설치하여 입사파를 계측하였고, 조파기로부터 약 9.5m 떨어진 위치에 축소모형을 설치하여 영상 추적 기법(Image tracking)으로 운동변위를 측정하였다.

로터의 운동은 중운동만을 할 수 있도록 나머지 운동에 대해서는 최대한 구속시키지만 중운동 변위가 크게 일어나면 지지축의 처짐 현상으로 전후운동(Surge)과 상하운동(Heave)이 발생한다. 하지만 본 실험에서는 선형 거동 특성을 확인하고자 비교적 낮은 파고를 선정하였으며, 이는 주요 특성인 중운동 변위 외에는 무시할 수 있는 정도였다.

자유감쇠실험(Free decay test)은 초기각도(Initial angle, α_0)를 다르게 하여 총 6차례 실시하였고, 파고에 따른 주기별 규칙파 실험은 파고를 0.01m와 0.03m로 구분하여 실시하였다. 낮은 파고를 선정한 이유는 앞서 설명하였듯이 비선형 효과를 최대한 줄여 선형 거동 특성을 확인하기 위함이다. 규칙파의 주기범위는 고유주기를 포함하고 있는 0.8~2.0s 내에서 수행하였다.

3. 모형실험 결과

3.1 자유감쇠실험

모형실험은 제주대학교 2차원 조파수조에서 자유감쇠실험, 파고에 따른 주기별 규칙파 실험 순으로 진행하였다. 자유감쇠 실험은 초기각도를 다르게 하여 총 6차례 실시하였다. 이와 같이 실험을 계획한 이유는 크게 두 가지가 있다. 첫째는, 제작된 축소모형이 설계모델에 맞게 제작이 되었는지 확인해보기 위함이다. 중운동의 고유주기가 위 모델의 주요 특성이기에 자유감쇠실험을 통해 결과를 산출한 후 감쇠 고유주기(Damped natural period, T_d)를 확인하였으며, 또한 이 결과를 바탕으로 파고에 따른 주기별 규칙파 실험의 주기범위를 선정하는데 참고하였다. 둘째는, WAMIT과 OrcaFlex 수치해석에 적용할 적절한 점성감쇠계수를 산정하기 위함이다. WAMIT은 선형 포텐셜 이론을 근거로 하기에 점성이 고려되지 않은 결과가 산출되지만 외부감쇠계수를 선형적으로 부가할 수 있다. 즉, 외부감쇠계수에 점성감쇠계수 값을 적용하면 선형 범위에서의 점성효과를 고려할 수 있다. OrcaFlex 또한 외부감쇠계수를 선형적으로 부가할 수 있다. 본 연구에서는 자유감쇠실험을 통해 감쇠비를 산출하고, 이를 이용하여 근사적인 점성감쇠계수를 계산하였다. 결과적으로 WAMIT 수치해석 결과와 OrcaFlex를 이용하여 도출한 RAO를 실험결과와 비교하기 위해서는 감쇠비(Damping ratio, κ)의

산출은 꼭 필요한 부분이다. 또한, 다양한 초기각도에 따른 결과를 가지고 있는 것은 실험결과와 비교 가능한 수치해석 결과를 도출하는데 유리하다.

로터의 정수상태에서의 자유 중운동 방정식을 선형 미분방정식 형태로 표현하면 식 (2)와 같이 간단히 나타낼 수 있다 (Journée and Massie, 2001).

$$(I_{55} + a_{55})\ddot{\xi} + b\dot{\xi} + k_{55}\xi = 0 \quad (2)$$

여기에서 $\ddot{\xi}$ 와 $\dot{\xi}$, ξ 는 각각 로터의 중운동 가속도와 속도, 변위이며, b 는 전체 감쇠계수를 의미한다. 방사감쇠 및 점성감쇠 외의 외부감쇠가 작용하지 않는다고 가정하면 전체 감쇠계수는 식 (3)과 같이 표현 가능하다.

$$b = b_{55}^{rad} + b_{55}^{vis} \quad (3)$$

b_{55}^{rad} 는 방사감쇠계수(Radiation damping coefficient)를, b_{55}^{vis} 는 점성감쇠계수(Viscous damping coefficient)를 의미하며, 밀침자 55는 역시 중운동을 의미한다.

식 (2)의 양변을 $(I_{55} + a_{55})$ 로 나눈 후 식 (4)-(5)와 같이 정의하면 식 (6)과 같이 간소화 할 수 있다.

$$2\nu = \frac{b}{I_{55} + a_{55}} \quad (4)$$

$$\omega_0^2 = \frac{k_{55}}{I_{55} + a_{55}} \quad (5)$$

$$\ddot{\xi} + 2\nu\dot{\xi} + \omega_0^2\xi = 0 \quad (6)$$

식 (5)의 ω_0 는 비감쇠 고유주파수(Undamped natural frequency)를 의미한다. 또, 식 (4)와 식 (5)를 이용하여 식 (7)과 같이 무차원 값인 감쇠비(κ)로 표현할 수 있다(Journée and Massie, 2001).

$$\kappa = \frac{\nu}{\omega_0} = \frac{b \cdot \omega_0}{2k_{55}} \quad (7)$$

또한, 감쇠비(κ)는 Fig. 3과 같이 자유감쇠실험을 통해 얻은 시계열 자료로부터 대수감쇠법(Logarithmic decrement method)을 이용하여 산출할 수 있다.

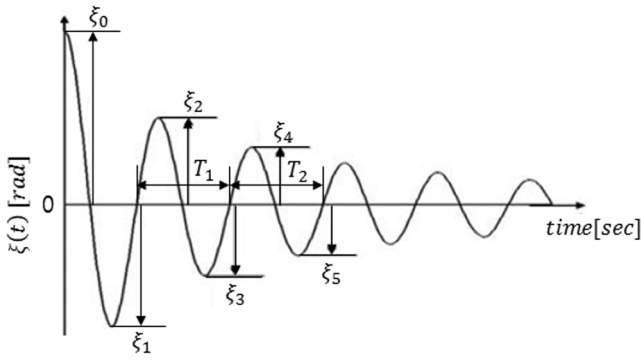


Fig. 3 Time series data obtained through free decay test

시계열 자료는 영상 추적 기법을 이용하여 얻었다. Fig. 3은 시간에 따른 중운동 변위를 나타내는데, ξ_i ($i = 1, 2, \dots, 5$)는 양 혹은 음의 극값(Positive or negative peaks)을 의미한다. 본 연구에서는 감쇠비를 산출하기 위해 ξ_2 , ξ_3 , ξ_4 그리고 ξ_5 값만을 적용하였다. ξ_0 과 ξ_1 을 적용하지 않은 이유는 초기각도만큼 기울이는 과정에서 인위적인 힘이 가해진다. 즉, 실험 수행에 있어 부정확성을 유발할 수 있는 요인들을 최대한 배제한 것이다. 시계열 자료로부터 Zero-crossing 방법을 사용하여 감쇠 고유주기 (T_N)를, 식 (8)과 같이 대수감쇠법으로 감쇠비(κ)를 산출하였다 (Jounee and Massie, 2001).

$$\kappa = \frac{1}{2\pi} \ln \left(\frac{\xi_2 - \xi_3}{\xi_4 - \xi_5} \right) \quad (8)$$

식 (8)을 이용하여 산출한 감쇠비를 식 (7)과 연립하면 전체 감쇠계수 b 를 계산할 수 있다. 이 때, 부가질량 관성모멘트(a_{55})와 정적 복원계수(k_{55})는 WAMIT으로 부터 산출된 결과 중 비감쇠 고유주기(T_0)에서의 값을 상수로 적용하였다. 비감쇠 고유주기 값은 1.53s이다. 또, 전체 감쇠계수 b 에서 WAMIT을 이용하여 산출된 비감쇠 고유주기에서의 방사감쇠계수(b_{55}^{rad}) 값을 빼주어 근사적인 점성감쇠계수(b_{55}^{vis})를 얻었다. 6차례의 자유감쇠실험에 대한 결과는 Table 2와 같다.

Table 2에서 초기각도의 부호는 (-)일 때가 수면 아래로 눌렸을 때, (+)일 때가 수면 위로 올렸을 때를 의미한다. 다양한 초

Table 2 Specification of experimental model

No.	Intial angle (α_0)	Damped natural period (T_N)	Damping ratio (κ)	Viscous damping (b_{55}^{vis})
Unit	°(deg)	s	-	kg/s
1	-40	1.57	0.0960	0.5062
2	-31	1.54	0.0921	0.4757
3	-16	1.51	0.0893	0.4538
4	-13	1.53	0.0928	0.4812
5	+18	1.55	0.0849	0.4193
6	+40	1.58	0.0890	0.4514

기각도에 대하여 예측된 감쇠 고유주기가 대체적으로 비슷한 범위에 있었으며, 이의 평균값을 구하면 1.55s이다. 이는 비감쇠 고유주기 값인 1.53sec에 매우 근접하며, 이로써 설계 의도대로 잘 제작되었다고 판단하였다. Table 2의 감쇠 고유주기 결과를 바탕으로 입사파의 주기 범위를 1.50~1.60s 범위에서는 좀 더 세분화하여 파고에 따른 주기별 규칙과 실험을 진행하였다.

3.2 주기별 규칙과 실험

규칙과 실험에서의 파 주기범위는 0.8~2.0s로 하였고, 1.50~1.60s 범위에서는 주기를 좀 더 세분화하여 파고가 0.01m와 0.03m 일 때의 실험을 실시하였다. 주기별 규칙과 실험 또한 영상 추적 기법을 이용하여 시계열 자료를 얻었으며, 주기별로 반사파가 로터에 도달하기 전까지의 유효한 데이터를 추출하여 분석하였다. 시계열 자료로부터 중운동 RAO를 도출하기 위하여 식 (9)와 같이 주기별 규칙과에 따라 중운동 진폭(ξ^*)을 입사파 진폭(A)으로 나누었다.

$$RAO = \left| \frac{\xi^*}{A} \right| \quad (9)$$

중운동 진폭은 Zero-crossing 방법을 사용하여 구한 평균값이다. 파고(H)가 각각 0.01m와 0.03m일 때의 주기별 규칙과 실험을 통해 도출한 RAO 그래프는 Fig. 4와 같다.

그래프에서 파란색 별 기호와 빨간색 마름모 기호는 각각 파고가 0.01m와 0.03m일 때의 RAO 결과를 나타낸다. 각각 감쇠 고유주기(T_N)는 1.54s와 1.60s의 근사값이다. 파고가 0.03m일 때 확인된 감쇠 고유주기가 파고가 0.01m일 때보다 0.06s 정도 길어지고 피크 값이 낮아진 것을 확인했다. 이는 입사파의 파고가 높아짐으로써 로터 운동에 작용하는 점성효과가 더 커졌으며, 정적 복원계수, 동유체력 계수(부가질량 관성모멘트, 방사감쇠계수) 및 파 기진력의 비선형성 때문이라고 사료된다. 수치해석에서 회전축을 기준으로 계산한 RAO와 감쇠 고유주기는 식 (10)과 식 (11)과 같다.

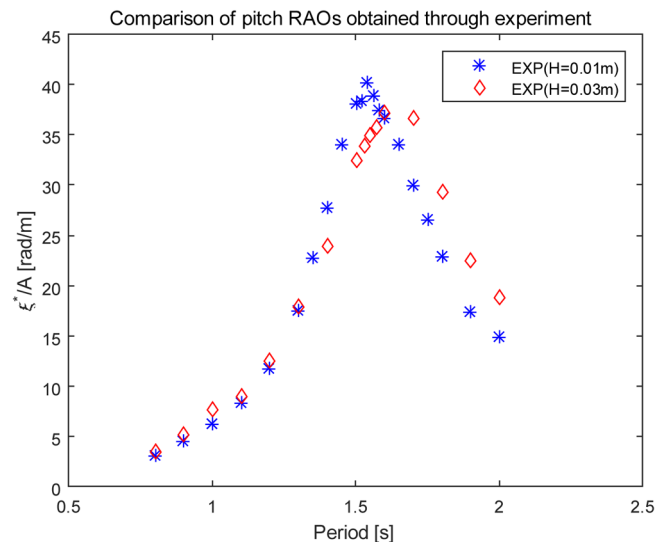


Fig. 4 Comparison of pitch RAOs obtained through experiment

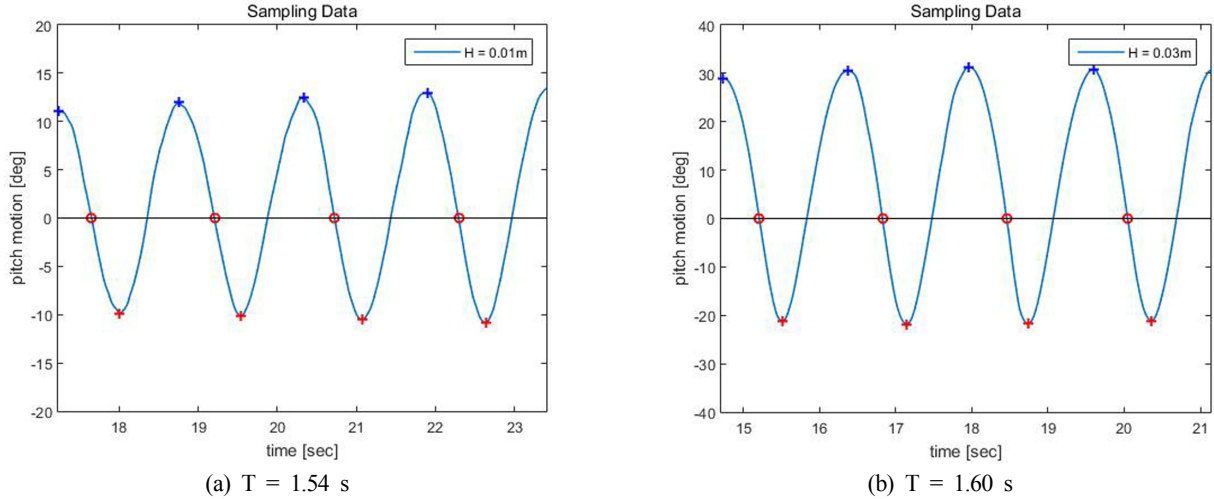


Fig. 5 Time series data when wave period equals to natural period(wave height (a) : 0.01 m, (b) : 0.03 m)

$$\left| \frac{\xi^*}{A} \right| = \frac{|X_5|}{\sqrt{[-\omega^2(I_{55} + a_{55}) + k_{55}]^2 + \omega^2 b^2}} \quad (10)$$

$$T_N = T_0 \frac{1}{\sqrt{1 - \kappa^2}} = T_0 \frac{1}{\sqrt{1 - [(b \cdot \omega_0)/(2k_{55})]^2}} \quad (11)$$

$|X_5|$ 는 파 기진력의 크기(Amplitude of wave exciting force)를 의미한다. 식 (10)과 식 (11)에서 확인할 수 있듯이 전체 감쇠계수 b 값이 커지면, RAO 값은 감소하고 감쇠 고유주기 값은 증가한다. 즉, 파고가 높아짐으로써 점성감쇠계수가 커져 RAO의 피크 값은 낮아지고, 감쇠 고유주기는 길어지는 것을 설명할 수 있다. 실제로 자유감쇠실험 결과인 Table 2에서도 확인할 수 있듯이 선형 점성감쇠계수는 초기각도에 따라 상이했으며, 대체적으로 각도가 클수록 큰 값이 산출되었다. 또, 비선형 효과에 대한 원인을 확인하고자 시간 영역 수치해석에서 정적 복원계수에 비선형 조건을 주어 확인하였다. 이는 뒤에 언급하였다.

각 파고별로 피크 값을 갖는 입사파 주기에서의 중운동 변위 시계열 자료를 Fig. 5에 나타내었다.

Fig. 5의 시계열 자료는 반사파의 영향이 없는 유효한 데이터를 추출한 구간이다. 두 결과 모두 로터의 중운동은 수면 아래의 회전운동보다 수면 위로의 회전운동이 더 큰 것을 볼 수 있으며, 파고가 커질수록 더 두드러지는 것을 확인할 수 있다.

3.3 모형실험 및 수치해석 결과 비교

비대칭 형상 파력발전 로터의 거동특성을 확인하고자 WAMIT과 OrcaFlex 프로그램을 사용하여 각각 주파수 영역과 시간 영역에서 수치해석을 하였다. 두 경우 모두 중운동 외의 자유도는 구속하였고, 방사감쇠와 점성감쇠 이외의 감쇠력에 대해서는 무시하였다. 주파수 영역과 시간 영역의 운동 방정식은 각각 식 (12)와 식 (13)과 같다.

$$(I_{55} + a_{55})\ddot{\xi} + b_{55}^{ad}\dot{\xi} + b_{55}^{vis}\dot{\xi} + k_{55}\xi = f_{exc,5} \quad (12)$$

$$[I_{55} + a_{55}(\infty)]\ddot{\xi}(t) + \int_0^t B_{55}(\tau)\dot{\xi}(t-\tau)d\tau + b_{55}^{vis}\dot{\xi}(t) + k_{55}\xi(t) = F_{exc,5}(t) \quad (13)$$

$f_{exc,5}$ 와 $F_{exc,5}$ 는 각각 주파수 영역과 시간 영역에서의 파 기진력을 나타낸다. B_{55} 는 리타레이션 함수(Retardation function)이며 주파수 영역에서의 방사감쇠 계수 $b_{55}^{ad}(\omega)$ 를 식 (14)와 같이 Fourier 역변환으로 구할 수 있다.

$$B_{55}(t) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty b_{55}^{ad}(\omega)\cos(\omega t)d\omega \quad (14)$$

식 (12)-(14)에서 정적 복원계수, 동유체력(부가질량 관성모멘트, 방사감쇠계수) 및 파 기진력은 WAMIT을 통해 산출한 결과를 사용하였으며, 점성감쇠계수는 자유감쇠실험에서의 결과를 활용하였다. 자유감쇠실험에서 초기각도에 따라서 감쇠비가 다르게 산출되었다. 본 연구에서는 자유감쇠실험 결과(Table 2) 중 고유주기에서의 최대 운동 진폭(Maximum motion amplitude)에 근접한 결과인 No.5의 감쇠비로 산출한 점성감쇠계수를 적절한 값으로 선정하였다.

OrcaFlex를 이용한 로터의 시간 영역 운동 해석을 Fig 6과 같이 수행하였다.

식 (13)에서 k_{55} 는 WAMIT으로 산출한 정적 복원계수를 기반으로 하지만 파고에 따른 비선형 효과를 확인하고자 무게중심과 부력중심 간의 모멘트 암(Moment arm) 변화를 매 시간단계마다 계산하여 로터의 순간적인 변위에 따라 정적 복원계수가 가변적으로 변화하도록 비선형 조건을 주었다. 실험결과와의 비

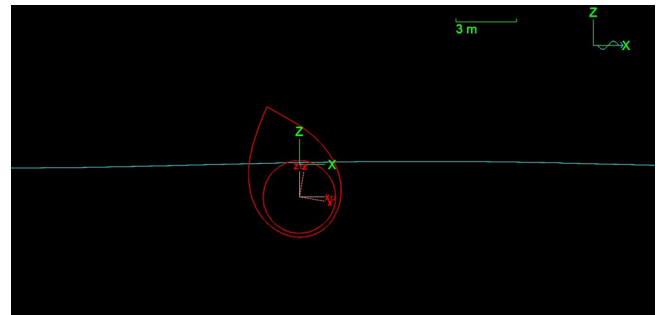


Fig. 6 Snapshot of computation in time domain using OrcaFlex

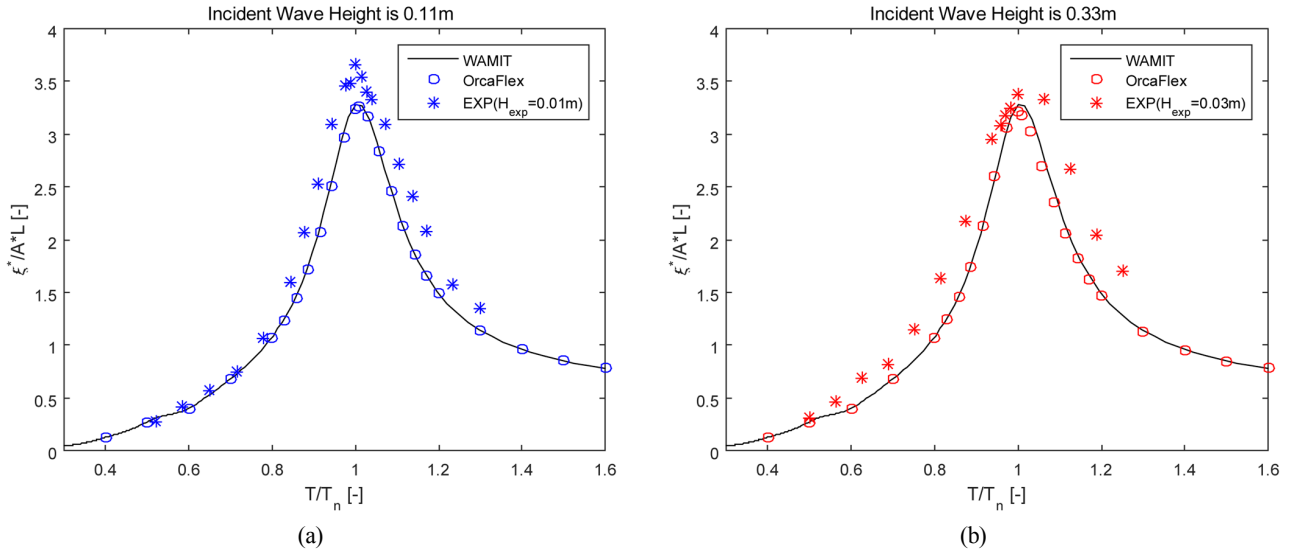


Fig. 7 Comparison of pitch RAOs of WAMIT & experiment (wave height (a) : 0.11 m, (b) : 0.33 m)

교를 위해 파고를 0.11m와 0.33m로 하여 주기별 규칙파에 대한 중운동 변위를 산출하였으며, 각 주기별 중운동 변위에서 규칙적인 구간을 최대한 추출하여 RAO 결과를 도출하였다. 최종적으로 수치해석 결과를 주기별 규칙파 실험결과와 비교하였다 (Fig. 7).

Fig. 7에서 (a)와 (b)는 각각 입사파의 파고가 0.11m와 0.33m인 결과이다. (a)와 (b)에서 검정색 실선은 실물을 WAMIT으로 수치해석한 RAO 결과이고, 파란색과 빨간색 원 기호는 실물을 OrcaFlex를 이용하여 시간 영역에서 수치해석한 후 도출한 결과이다. 파란색과 빨간색 별 기호는 축소모형의 주기별 규칙파 실험을 통해 도출한 RAO 결과이다. 실험시, 파고는 0.01m와 0.03m이다. 실물과 축소모형의 RAO 결과를 상대적으로 비교하고자 두 그래프 모두 세로축과 가로축을 무차원화 하였다. 세로축은 RAO 값인 식 (9)에 대표길이(L)을 곱하여 무차원화 하였다. 대표길이 L은 실물일 경우 L_p , 축소모형의 경우 L_m 이 각각 적용되며, 값은 각각 1m와 1/11m이다. 이는 축소모형과 실물의 직접적인 비교를 위해 척도인자(Scale factor)를 길이차원화한 값이다. 가로축은 주기(T)를 감쇠 고유주기(T_N)로 나누었고, 각 결과의 감쇠 고유주기는 Table 3과 같다.

위 결과에서 실험결과와 WAMIT 및 OrcaFlex 수치해석 결과가 정성적으로 잘 일치함을 확인할 수 있다. OrcaFlex 결과의 경우, 정적 복원계수의 비선형 조건으로 인해 파고가 0.11m일 때보다 0.33m일 때의 피크 값이 낮은 것을 확인할 수 있다. 이로써 실험결과에서 파고가 커짐으로써 비선형 특성을 갖게 된다

Table 3 Damped natural period(T_N) of several results

		Damped natural period (T_N)	
		$H = 0.11$ m	$H = 0.33$ m
Scale	Unit	s	
Prototype	WAMIT	5.15	
	OrcaFlex	5.15	5.15
Model	Experiment	1.54	1.60

는 것을 검증하였다. 실험과 수치해석의 결과가 정량적으로 차이를 보이는 것은 축소모형 제작 과정 및 실험환경조건의 한계로 사료된다. 위 한계로 인한 오차를 무시하고 실물의 전체 감쇠계수를 산출하기 위해 축소모형으로부터 얻은 감쇠비를 적용하였다. 감쇠비로 얻은 전체 감쇠계수가 방사감쇠계수와 점성감쇠계수만을 포함한다고 가정하면, 동일한 감쇠비를 적용할 경우 위 오차로 인해 점성감쇠계수의 오차가 발생한다. 이렇듯 실질적으로 정확한 점성감쇠계수의 산출 과정에는 한계가 있다. 본 연구에서는 정성적으로 일치한 것을 바탕으로 WAMIT과 OrcaFlex를 이용하여 산출한 수치적 거동 특성은 선형범위에서 신뢰 가능하다고 판단하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 선형 포텐셜 이론을 근거로 한 3차원 회절/방사 프로그램 WAMIT을 이용하여 제주 서부 해역에 최적화된 비대칭 형상 로터의 선형 거동을 확인하였다. 다음, 이에 대한 검증은 위하여 시간 영역 거동 해석 프로그램인 OrcaFlex로 시간 영역 운동 해석을 수행하고, 제주대학교 2차원 조파수조에서 모형실험을 실시하여 거동 특성을 비교하였다. 모형실험은 감쇠비(κ)를 얻기 위한 자유감쇠실험과 선형 거동 확인을 위한 파고에 따른 주기별 규칙파 실험으로 진행되었다. 주기별 규칙파 실험시 선형 거동 확인을 위해 비교적 낮은 파고를 선정하였다. WAMIT을 이용한 수치해석 결과는 선형 포텐셜 이론을 근거로 하므로 점성이 고려되지 않는다. 하지만 모형실험에서 방사감쇠와 점성감쇠만 작용한다고 가정하면, 자유감쇠실험을 통해 얻은 감쇠비를 이용하여 근사적인 점성감쇠계수를 산출한 후 적용할 수 있다. 또한, 본 연구에서는 로터의 중운동 고유주기에서의 시계열 자료로부터 확인된 수면 위 방향으로 회전하는 운동의 진폭만큼을 초기각도로 한 자유감쇠실험 결과가 외부감쇠계수로 적용하기에 가장 적절하다고 판단하였다. 이를 WAMIT과 OrcaFlex에서 외부감쇠계수로 선형적으로 부가하여 점성감쇠에 대해 선형적으로 고려하였다. 축소모형의 설계 비

감쇠 고유주기는 1.53s였으며, 자유감쇠실험을 통해 확인한 감쇠 고유주기는 초기각도에 따라 달랐지만 1.55s에 근접하였다. 이로써 설계 의도대로 잘 제작되었음을 확인하였다. 모형실험을 통해 도출한 RAO결과를 WAMIT 및 OrcaFlex를 통한 수치해석 RAO결과와 비교하면 정성적으로 잘 일치하였다. 실험과 수치해석의 결과가 정량적으로 차이를 보이는 이유는 축소모형 제작 과정 및 실험환경조건의 한계로 사료되며, 이러한 이유 등으로 정확한 점성감쇠계수의 산출 과정에는 한계가 있다. 본 연구에서는 정성적으로 일치한 것을 바탕으로 WAMIT과 OrcaFlex 수치해석 결과의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

본 연구에서는 파고를 0.01m, 0.03m로 낮은 파고에 대한 실험을 통해서 선형거동만을 확인하였다. 향후에는 높은 파고에서의 비선형적인 거동 특성에 대한 추가적인 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 2018년도 산업통상자원부(MOTIE)의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 에너지인력양성사업 ‘육해상 풍력터빈 신뢰성 및 발전량 향상을 위한 O&M 기술 고급트랙’으로 지원받아 수행한 인력양성 성과입니다(No. 20184030202200). 또한 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20163010071690).

References

- Count, B.M., 1978. On the Dynamics of Wave-power Devices. *Proceedings of the Royal Society. A. Mathematical and Physical Sciences*, 363(1715), 559-579. <https://doi.org/10.1098/rspa.1978.0183>
- Evans, D.V., 1976. A Theory for Wave-power Absorption by Oscillating Bodies, *Journal of Fluid Mechanics*, 77(1), 1-25. <https://doi.org/10.1017/S0022112076001109>
- Jeffrey, D.C., Richmond, D.J.E., Salter, S.H., Taylor, J.R.M., Young, I.A., 1976. Second Year Interim Report on Edinburgh Wave Power Project: Study of Mechanism to Extract Power from Sea Waves. University of Edinburgh.
- Journee, J.M.J., Massie, W.W., 2001. *Offshore Hydromechanics*. First Edition, Delft University of Technology.
- Mynett, A.E., Serman, D.D., Mei, C.C., 1979. Characteristics of Salter's Cam for Extracting Energy from Ocean Waves. *Applied Ocean Research*, 1(1), 13-20. [https://doi.org/10.1016/0141-1187\(79\)90004-X](https://doi.org/10.1016/0141-1187(79)90004-X)
- Poguluri, S.K., Bae, Y.H., 2018. A Study on Performance Assessment of WEC Rotor in the Jeju Western Waters. *Ocean System Engineering*, 8(4), 361-380. <https://doi.org/10.12989/ose.2018.8.4.361>
- Poguluri, S.K., Cho, I.H., Bae, Y.H., 2019. A Study of the Hydrodynamic Performance of a Pitch-type Wave Energy Converter-Rotor. *Energies*, 12(5), 842. <https://doi.org/10.3390/en12050842>
- Salter, S.H., Jeffrey, D.C., Taylor, J., 1975. First Year Interim Report on Edinburgh Wave Power Project: Study of Mechanism to Extract Power from Sea Waves. University of Edinburgh.
- Swift-Hook, D.T., Count, B.M., Glendenning, I., Salter, S., 1975. Characteristics of a Rocking Wave Power Device. *Nature*, 254(5500), 504-506. <https://doi.org/10.1038/254504a0>
- Wu, J., Yao, Y., Li, W., Zhou, L., and Göteman, M., 2017. Optimizing the Performance of Solo Duck Wave Energy Converter in Tide. *Energies*, 10(3), 289. <https://doi.org/10.3390/en10030289>

Numerical Study on Flow Characteristics Around Curved Riser

Jae-Hwan Jung^{ID*}, Seunghoon Oh^{ID*}, Bo-Woo Nam^{ID*},
Byeongwon Park^{ID*}, Yong-Ju Kwon^{ID*} and Dongho Jung^{ID*}

*Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejeon, Korea

굽은 형상을 가지는 라이저 주위 유동 특성에 관한 연구

정재환^{ID*} · 오승훈^{ID*} · 남보우^{ID*} · 박병원^{ID*} · 권용주^{ID*} · 정동호^{ID*}

*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

KEY WORDS: Curved riser 굽은 라이저, Flow incident angle 유동 입사각, Sectional force coefficients 단면별 유체력 계수

ABSTRACT: The flow around a curved riser exposed to the current in various directions was investigated at a Reynolds number of 100 using a numerical simulation. The present study found that the flow features of the curved riser were distinct from those of a straight riser as a result of its large radius of curvature. Namely, there were various wake patterns according to the flow's incident angle. As the incident angle increased from 0° to 90°, a two-row street of vortices that developed along the centerline of the curved riser became more apparent. However, when the incident angle approached 180° from 90°, these vortices were completely suppressed by the interaction between the wake and an axial flow induced by the curvature of the riser. To identify this feature, the sectional force coefficients were also considered, and it was found that the force coefficients could be different from those found in a sectional analysis based on the strip theory when investigating vortex-induced vibration. As a result, this kind of study would be important to realistically estimate the riser VIV (vortex-induced vibration) and fatigue life, and a new force coefficient database that includes the three-dimensional effect should be established.

1. 서 론

해양자원의 개발이 천수에서 심해까지 확대됨에 따라, 부유식 구조물과 라이저 시스템의 활용도는 매우 높아지고 있다. 여기서 라이저는 해상 시추선과 해저 유정을 연결하는 장치로써 해양시추의 핵심이 되는 시스템이며 해상 및 심해환경과 설계 조건에 따라 라이저의 종류가 바뀐다. 직선 세장체 형태를 가지는 상부장력 라이저(Top-tensioned riser)는 TLP(Tension leg platform)나 스파 플랫폼(Spar platform)과 같은 운동 응답이 매우 적은 부유체에 적용 되고 있으며, 부유체와 연결되는 라이저 상부의 피로 손상을 최소화시키기 위해 유연(Flexible) 라이저를 적용하기도 한다. 그러나 수심 1,500m 이상 조건에서 부유체의 운동응답 특성이 클 경우 상기 언급된 라이저들의 적용이 어려우며 저유가의 장기화로 인한 경제성 문제 때문에 SCR(Steel catenary riser)과 SLWR(steel lazy wave riser)등이 사용되고 있다. 여기서 두 라이저는 기존 직선 세장체 형태가 아닌 굽은 형상을 지니

고 있는 것이 특징이다.

라이저 설계에 있어 조류와 파랑 등의 외부 하중으로 인해 라이저가 피로 파괴 될 수 있으므로 외부 환경하중에 의한 피로 수명을 예측 하는 것은 대단히 중요하다(Park and Kim, 2017). 라이저의 피로 손상을 유발하는 원인으로 부유체의 동적거동과 함께 조류와 상호작용을 통해 발생하는 와유기 진동(VIV, Vortex induced vibration)이 있다. 와유기 진동은 독특한 물체에 서 발달되는 와흐림에 기인한 것인데, 일반적으로 와흐림에 관한 연구는 주로 원형 실린더를 연구 대상으로 하여 많은 연구가 이루어져왔다(Williamson, 1996). 그러나 앞서 언급된 SCR과 SLWR은 굽은 형상과 함께 유동 유입 방향에 따라 방향성을 가지므로 그 유동 특성이 직선 세장체형 라이저의 유동과 차별될 것으로 예상된다. 그러나 일반 원형 실린더에 비해 상대적으로 많은 연구가 이루어져오지 않았다.

굽은 형상을 가지는 실린더에 대한 연구로써 유동 유입방향과 해저면이 굽은 라이저 파이프 주위 유동특성에 미치는 효과

Received 27 September 2018, revised 24 January 2019, accepted 22 February 2019

Corresponding author Dongho Jung: +82-42-866-3962, dhjung@kriso.re.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0002-7265-8034

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of KAOST 2018 in Jeju

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

에 대한 Miliou et al.(2003)의 연구를 시작으로, Miliou et al. (2007)은 환형(Ring shape)의 1/4 형상에 수평 원형 실린더를 이은 굽은 실린더(Curved cylinder, Fig. 1)를 고려하여 유동 특성에 관한 연구를 수행하였다. 여기서 두 가지 배치를 고려하였는데, 첫 번째는 환형의 1/4 형상 바깥쪽 면이 유동의 정체면(Stagnation face)으로 형성되면 볼록 배치(Convex configuration)로 다른 하나는 그리고 안쪽면이 정체면이 되면 오목 배치(Concave configuration)라 정의하였다. 그리고 각 배치와 레이놀즈 수 변화에 따른 유동 특성을 분석하였다. 그 결과, 와홀림이 발생하는 볼록 배치와 달리 오목 배치의 경우 굽은 실린더 형상을 따라 발달하는 축방향 유동이 실린더 후류와 상호작용하여 와홀림 발생이 억제되는 것을 관찰하였다. 또 레이놀즈 수 $Re=100$ 와 $Re=500$ 의 결과를 비교하면, 2차원 후류가 3차원으로 천이되면서 운동량 증가와 함께 국부적인 와홀림 특성은 달라지지만 전반적인 유동의 특성은 유사한 것을 확인하였다.

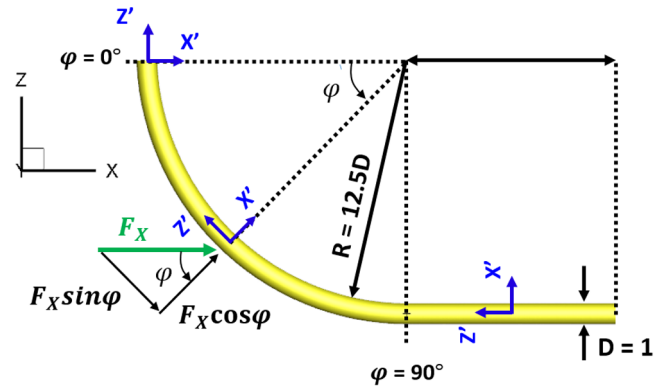
이후 연구로, de Vecchi et al.(2008)은 굽은 실린더에 강제 가진 운동을, Assi et al.(2014)는 자유 진동운동을 고려하여 와유기 진동 특성에 대한 연구를 수행하였으며, Gallardo et al.(2014a)와 Gallardo et al.(2014b)는 Miliou et al.(2007)의 굽은 실린더 모델을 활용하여 $Re=3900$ 에서 볼록 배치 조건의 굽은 실린더 주위 난류유동 특성을 체계적으로 분석하였다. 여기서 난류 유동장은 직접수치모사를 통해 얻어졌으며, 굽은 실린더 하부 영역에 해당하는 경사각 45도 이하 부근에서 3차원 유동 특성이 강하게 나타나 응집된 와구조의 발생이 억제 되는 것을 관찰하였다. 최근 연구로 Jiang et al.(2018)은 환형 1/4형상에 추가로 설치된 수평 실린더의 길이변화가 유동 특성에 어떤 영향을 미치는 살펴보았으며, 수평 실린더의 길이가 길어지게 됨에 따라 급격한 주 유동방향 속도의 감소가 관찰되지만, 항력계수와 스트롤 수(Strouhal number)에는 큰 영향을 주지 않는 것을 확인하였다.

앞서 언급한 연구들은 굽은 실린더의 오목 및 볼록 배치만을 다루었다. 그러나 라이저의 경우 여러 방향에서 유입되는 조류로 인해 다양한 유동 특성을 가질 수 있으며, 이에 대응하여 발생하는 와유기 진동과 유체하중을 평가하는 것은 라이저 설계에 있어 대단히 중요하다. 따라서 본 연구에서는 Miliou et al. (2007)의 모델에 유동 입사각 범위를 $0^\circ \sim 180^\circ$ 고려하여 라이저 주위 유동 및 유체력 특성을 분석하고자 한다. 특히, 굽은 형상으로 인해 라이저의 단면 위치별 유체력 계수는 달라지므로, 호의 길이 변화에 따른 단면별 유체력 계수를 평가하였다. 본 연구에서 고려되는 형상은 실제로 산업계에서 활용되는 라이저 형상이 아니며 기초 연구로 고려된 형상이다. 따라서 실환경에서 사용되는 라이저의 기하학 및 동역학적 상사는 고려되지 않았다. 그리고 라이저 주위의 명확한 유동 구조의 관찰을 위해 2차원 층류 유동특성이 나타나는 $Re=100$ 에서 수치해석을 수행하여 유동 입사각 변화에 따른 라이저 주위 유동 특성 및 단면별 유체력 계수를 평가하였다.

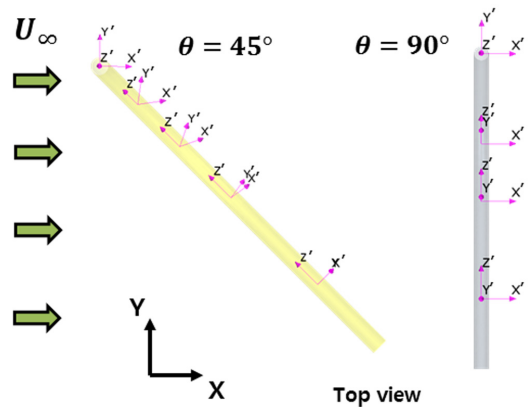
2. 수치해석 상세

2.1 수치해석방법

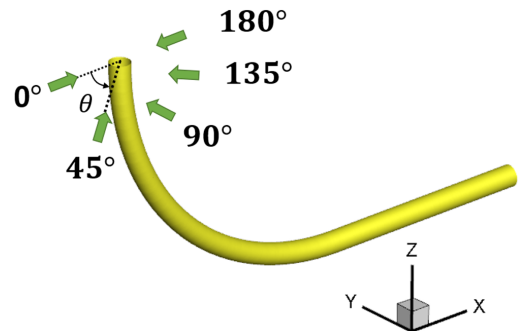
굽은 라이저 주위 유동 및 국부 단면별 유체력 계수 특성 평가를 위해 비압축성 층류 유동을 가정, 상용 CFD 해석 솔루션



(a) Main dimensions with local and global coordinates



(b) Local coordinate systems according to θ



(c) Definition of the incident flow angle (θ)

Fig. 1 Schematics and coordinate systems of the curved riser

STAR-CCM+을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 본 연구에서 고려한 굽은 라이저에 대한 형상 정보, 전역 및 국부 좌표계, 유동 입사각(θ) 그리고 주 유동방향과 굽은 라이저의 국부 단면이 이루는 경사각(φ)에 대한 정의를 Fig. 1에 나타내었다. 굽은 라이저의 호의 길이 방향을 따르는 국부 단면별 유체력 계수의 평가를 위해 단면 위치별 $X'-Y'-Z'$ 국부 좌표계를 Fig. 1(a)와 같이 도입하여 방향별 유체력 계수를 얻었다. 즉, 국부 단면에 수평하게 작용하는 힘의 방향은 X' , X' 의 수직방향은 Y' 그리고 축방향은 Z' 로 정의 하였다. 여기서 국부 좌표계의 X' 는 항상 주 유동방향과 일치 하도록 고려하였으며(단, $\varphi=0^\circ$ 에서만 항상 만족) 좀 더 상세한 이해를 위해 Fig. 1(b)를 참고 할 수 있다. 따라서 유동 입사각, θ 에 따라 국부좌표계의 위치는 바뀌게

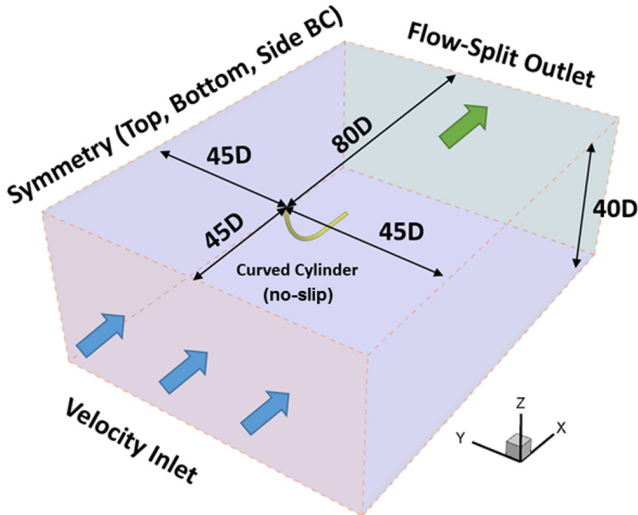


Fig. 2 Computational domain & boundary conditions

된다. 유동 입사각은 $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ 를 고려하였으며, 증분량 $\Delta\theta$ 는 45° 로 하였다. 굵은 라이저의 바깥면이 정체면으로 될 때 입사각을 $\theta=0^\circ$ 로 안쪽면이 정체면이 되면 $\theta=180^\circ$ 로 정의하였다(Fig. 1(c)).

Fig. 2는 계산영역과 경계조건을 나타낸다. 계산영역의 크기는 Miliou et al.(2003)과 Miliou et al.(2007), Gallardo et al.(2014a) 그리고 Jiang et al.(2018)의 계산영역을 참고하였으며, 입사각 변화를 고려하기 위해 기존 연구들에서 사용된 해석영역의 크기보다 더 큰 해석영역을 고려하였다. 경계조건에 대해 설명하자면, 균일유동을 고려하기 위해 일정 속도를 경계에 적용하는 Velocity inlet 조건을 입구 경계면에 적용하였으며 출구 경계면에는 대류경계조건을 고려하기 위해 Flow-split outlet 조건을 사용하였다. 그리고 굵은 라이저는 점착 조건(No-slip)을, 나머지 경계면들은 대칭 조건을 부여하였다. 이산화방법으로 시간적분 및 공간에 대해 2차 정확도의 이산화기법을 적용하였으며 속도-압력 연성을 위해 SIMPLE(Semi-implicit method for pressure-linked equation)방법을 이용하였다. 상기 경계조건과 이산화 기법에 대한 상세한 설명은 STAR-CCM+ User guide를 통해 참고할 수 있다.

2.2 수치해석기법 검증

상기 언급된 수치해석기법을 바탕으로 $Re=100$ 에서 2차원 수치해석으로 얻어진 실린더 양·항력 및 스트롤 수를 선행연구 결과들과 비교하였으며 Table 1에 정리하였다.

2차원 해석수행의 이유는 3차원 굵은 라이저 주위 격자분포를 결정하기 위함이다. 여기서 선행연구들의 결과들은 Qu et al. (2013)의 Table 1을 참고하여 정리하였다. 여기서 C_d 는 평균항력 계수를, C_l 은 양력계수의 제곱평균제곱근을 그리고 St 는 스트롤 수를 의미한다. 수치해석에 고려된 격자생성 방법은 분할 격자 기법(Trimmed mesh)을 사용하였으며 해석에 사용된 격자수는 약 2만개, 첫번째 격자 위치점은 $0.001D$ 를 고려하였다(Franke et al., 1990; Mittal, 2005; Li et al., 2009).

해석 영역은 3차원 굵은 라이저 해석 영역의 x-y 평면 크기와 동일하며 격자 분포와 해석결과는 Fig. 3에 도시하였다. Table 1을

Table 1 Comparison of flow quantities with previous results at $Re=100$

Authors (Year)	C_d	C_l	St
Present	1.324	0.227	0.1648
Park et al. (1998)	1.330	0.235	0.1650
Kravchenko and Moin (1998)	1.320	0.222	0.1640
Shi et al. (2004)	1.318	-	0.1640
Mittal (2005)	1.322	0.226	0.1644
Stålberg et al.(2006)	1.320	0.233	0.1660
Posdziech and Grundmann (2007)	1.325	0.228	0.1644
Li et al. (2009)	1.336	-	0.1640
Qu et al. (2013)	1.319	0.225	0.1648

C_d : Mean drag coefficient

C_l : Root mean square of lift coefficient

St : Strouhal number

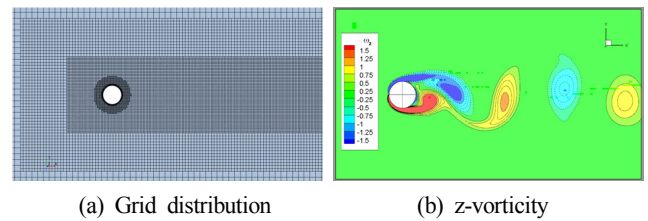


Fig. 3 2D simulation test

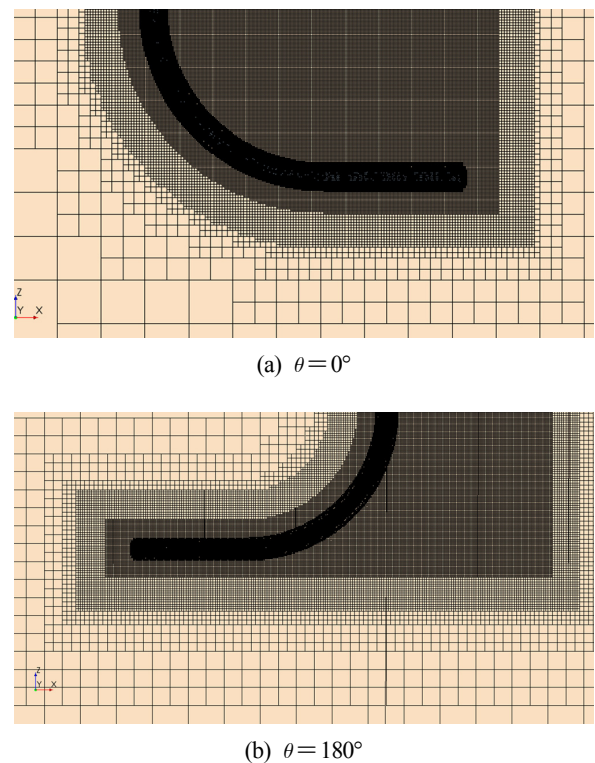


Fig. 4 3D Grid distributions

통해 확인할 수 있듯이 본 연구 결과가 선행연구에서 얻어진 양·항력 및 스트롤 수들과 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 2차원 수치해석을 통해 검토된 라이저 주위 격자분포를 활

Table 2 Comparison of force coefficients with those of Miliou et al.(2007) for convex case at $Re=100$

Type	Coarse	Medium	Fine	Miliou et al. (2007)
# of Grids	3,020,970	5,440,168	12,037,906	-
$C_{X,mean}$	1.158	1.162	1.162	1.221
$C_{Y,mean}$	0.000	0.000	0.000	0.000
$C_{Z,mean}$	0.308	0.310	0.310	0.329

$C_{X,mean}$: Mean force coefficient in the X-direction
 $C_{Y,mean}$: Mean force coefficient in the Y-direction
 $C_{Z,mean}$: Mean force coefficient in the Z-direction

용하여 굽은 라이저에 대한 3차원 격자 시스템으로 확장하였다. 입사각 변화에 따라 굽은 라이저의 후류 유동 특성이 달라지는 것을 고려하여 후류 영역에 맞춰 격자 분포를 조정하였는데, 결과적으로 유동 입사각 변화에 따른 해석 케이스들의 격자수는 최소 300만개에서 최대 800만개가 사용되었으며 유동 입사각에 따른 굽은 라이저 주위 격자분포를 Fig. 4에 나타내었다. 3차원으로 확장된 격자 시스템을 활용하여 유동 입사각(0°와 180°) 변화에 따른 굽은 라이저 주위 와동 구조를 Miliou et al.(2007)의 결과와 비교하였으며 전반적으로 잘 일치하는 것을 확인하였다. 그리고 정량적 비교를 위해 Miliou et al.(2007)의 연구결과와 직접 비교가 가능한 블록 배치 케이스의 하중 계수 결과를 Table 2에 비교하였다. 여기서 $C_{X,mean}$, $C_{Y,mean}$ 그리고 $C_{Z,mean}$ 은 각각 X, Y, Z방향의 평균 유체력 계수를 의미한다. 그 결과, 중간(Medium)격자계를 기준으로 두 연구 결과는 약 5-6%의 차이를 보이는데, Miliou et al.(2007)의 결과도 수치해석으로부터 얻어진 것이기에 두 결과 차이를 오차로 보는 것보다 참고 기준으로 보는 것이 더 의미가 있다고 판단된다.

3. 해석 결과 분석

3.1 와동 구조(Vortical structures)

유동 입사각 변화(θ)에 따른 굽은 라이저 주위 유동 특성을 관찰하기 위해 순간 와동 구조를 Fig. 5에 나타내었으며 여기서 순간 와동 구조는 Jeong and Hussain(1995)이 제안한 λ_2 -Criterion을 이용하였다. θ 가 0°일 때(Fig. 5 (a)), 굽은 라이저의 상부 영역($\varphi \geq 45^\circ$)에 이열 와구조가 뚜렷이 발달되는 반면 하부 영역($\varphi \leq 45^\circ$)에는 와구조의 뒤틀림이 나타난다. 그러나 입사각이 0°에서 90°로 증가하게 되면 라이저 상부에 걸쳐 발달되는 이열 와 구조가 전 영역으로 확대되어 발달하는 것을 Figs. 5 (a)-5(c)의 비교를 통해 확인할 수 있다. 흥미롭게도 θ 가 135°이상(Figs. 5(d)-5(e))부터 이러한 이열 와구조의 발생은 억제되고 정상상태의 유동특성을 보인다. 특히, $\theta=180^\circ$ 일 때 굽은 라이저의 상부 영역에 주 유동방향의 와류 쌍(Vortex pair)이 발생하는 것을 Fig. 5(e)에서 관찰할 수 있다. 여기서 이열 와구조의 발생이 억제되는 임계각, θ_c 는 90°와 135°사이에 위치할 것으로 판단된다. 본 연구에서 고려한 $\theta=0^\circ$ 와 $\theta=180^\circ$ 는 선행연구들의 블록 및 오목배치와 동일하다. Miliou et al.(2007)은 배치 변화에 따라 라이저 주위 유동 특성이 달라짐을 확인하였다. 블록 배치에서 굽

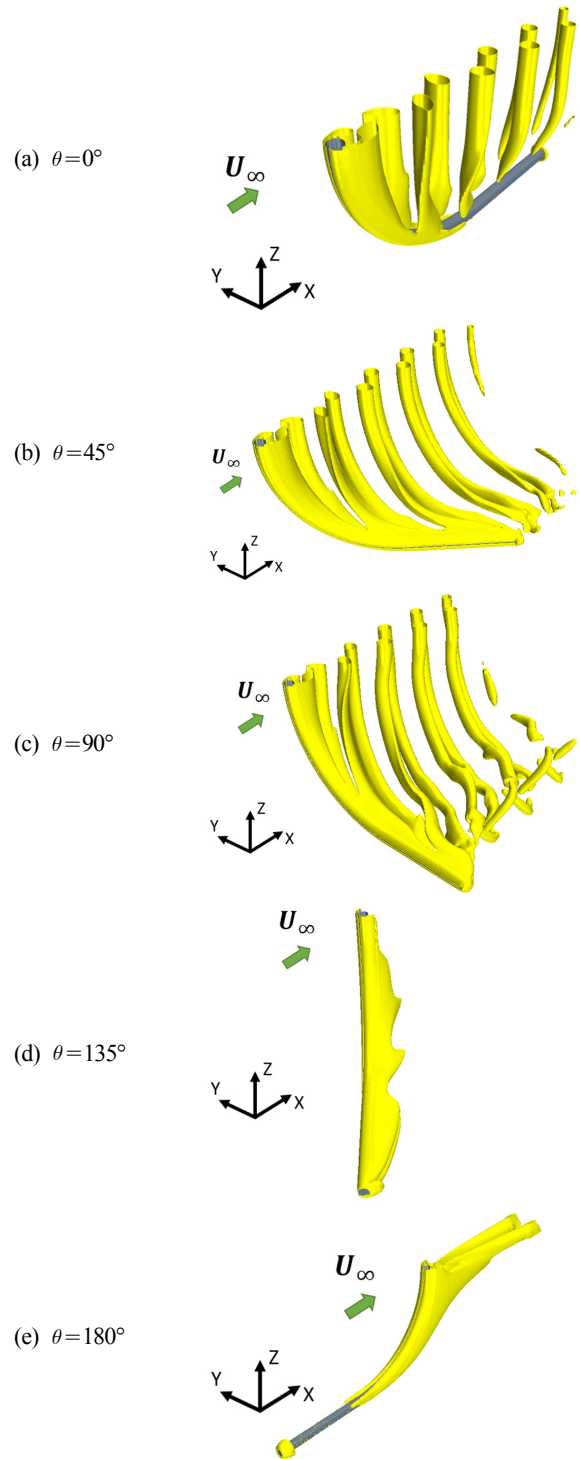


Fig. 5 Vortical structures according to the flow incident angle

은 라이저 하부 영역의 이열 와구조의 뒤틀림과 오목 배치에서 주 유동방향의 와류 쌍의 발달은 굽은 라이저 형상으로 인해 발생하는 축방향 유동과 후류와 상호작용에 기인한 것으로 보고하였다. Gallardo et al.(2014a)는 블록 배치 조건을 고려하여 $Re=3900$ 에서 굽은 실린더 주위 난류 유동을 관찰한 결과, 라이저 하부 영역에서 축방향 유동과 라이저 후류와 상호작용으로 인해 발생한 이차 와류가 하부 영역의 와류 약화 시키는 중요한 역할을 한다고 지적하였다. 선행 연구들에서 블록 및 오목

배치에 해당하는 $\theta=0^\circ$ 와 $\theta=180^\circ$ 만을 고려한 것과 달리, 본 연구에서는 $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ 를 고려한 결과, 이열 와구조의 발생이 억제되는 임계각 θ_c 의 존재는 매우 흥미로운 결과라 생각된다. 2.2 수치해석기법 검증²⁾에서 이미 언급한바와 같이, 본 연구결과에서 관찰된 $\theta=0^\circ$ 와 $\theta=180^\circ$ 의 유동 특성들은 Miliou et al.(2007)의 연구결과와 전반적으로 잘 일치하는 것을 확인하였다. 여기서 Miliou et al.(2007)의 오목 배치 조건에서 실린더 상부면에 대칭 조건을 부여하되 속도 경계층의 영향을 반영하기 위해 입구 경계조건에 $0.092D$ 의 경계층 두께를 가지는 속도 프로파일을 적용하였으나, 본 연구에서는 균일 유동 조건을 적용하였기에 동일한 해석 조건은 아니다. 그러나 속도 경계층의 유/무의 관계없이 본 연구결과가 선행연구 결과와 전반적으로 동일한 결과를 보인다는 것은 속도 경계층이 굽은 라이저 주위에 미치는 영향이 크기 않기 때문인 것으로 판단된다.

3.2 라이저 단면별 유체력 계수 특성

Fig. 6과 Fig. 8에 s/D 변화에 따른 유체력 계수의 평균과 표준편차 값(Standard deviation, STD)을 나타내었다. 유동 입사각이 0° 와 180° 인 경우, 굽은 라이저는 주 유동방향에서 대칭 형상을 가지지만, 0° 와 180° 를 제외한 입사각에서는 비대칭 형상을 가진다. 따라서 라이저의 와흐림에 의한 유체력 변화 특성을

분석하기 위해 유체력 계수의 평균 및 표준편차 값을 도입하여 유동 입사각 변화에 따른 평균 하중과 와유기 진동의 특성을 평가하였다. 또 Fig. 1(a)에 도시한 라이저의 각 단면별 국부좌표계를 활용하여 방향별 유체력 계수를 구하였고 이 때 θ 에 관계없이 유체 속도와 밀도 그리고 단면 위치별 투영 길이를 유체력 계수 계산에 동일하게 적용 하였다. 굽은 라이저의 국부 단면 위치별 유체력 변화를 관찰하기 위해 라이저의 호의 길이를 s 로 정의하였으며 라이저의 직경, D 로 무차원 하였다. 여기서 $s/D=0$ 은 라이저 상부 시작점인 $\varphi=0^\circ$ 를 나타내며 $s/D=19.6$ 은 $\varphi=90^\circ$ 를 의미한다.

3.2.1 평균 유체력 계수

Fig. 6(a)는 유동 입사각이 0° 일 때, $s/D=0$ 에서 X' 방향의 평균 유체력 계수($C_{X',mean}$)가 최댓값을 가지고 s/D 가 증가함에 따라 점진적으로 감소하는 것을 보여준다. 이러한 평균 유체력 계수의 변화는 주 유동방향과 라이저의 국부 단면의 X' 방향이 이루는 경사각(φ)과 관계가 있는데, Fig. 1에 도시한 바와 같이 φ 가 증가하게 되면 라이저의 각 단면에 작용하는 수평방향 성분의 힘($F_x \cos \varphi$)은 감소하게 된다. 즉, $\theta=0^\circ$ 에서 $C_{X',mean}$ 은 후류 특성에 의한 영향보다 형상 자체에 더 지배적인 영향을 받는 것을 확인할 수 있다. θ 가 0° 에서 90° 로 증가하게 되면 s/D 에 관계없이 $C_{X',mean}$ 은 전반적으로 증가하며 θ 가 90° 일 때 대부분의 s/D 위치에서 1.2 이상의 값을 가진다. 쉽게 예상할 수 있듯이 θ 가 증가하게 되면 φ 는 s/D 에 관계없이 0° 로 다가가게 되므로(Fig. 1(b)의 우측 그림) 라이저 전 영역에서 $C_{X',mean}$ 이 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다(Fig. 6(a)). 그러나 입사각이 90° 에서 180° 로 증가하면 다시 $C_{X',mean}$ 은 s/D 에 의존하며 감소하는데, 특히 $0 \leq s/D \leq 7$ 사이에서 $\theta=0^\circ$ 와 $\theta=45^\circ$ 의 결과와 비교하여 많은 감소가 생긴 것을 확인할 수 있다. 이러한 이유는 와동 구조를 통해서도 확인할 수 있듯이 θ 가 135° 와 180° 일 때 이열 와 구조의 발생이 억제됨으로써 와흐림이 만들어내는 압력 저항의 기여분이 반영되지 않았기 때문이다.

Fig. 6(b)는 라이저의 국부 단면 위치별 Z' 방향의 평균 유체력 계수($C_{Z',mean}$)를 보여준다. 입사각이 0° 에서 90° 로 증가할 때 양의 값을 가지는 $C_{Z',mean}$ 은 0이 되었다가 입사각이 180° 로 증가하면 다시 음의 방향으로 증가하게 된다. 즉 90° 를 기준으로 양과 음이 바뀌고 s/D 에 따른 $C_{Z',mean}$ 의 분포는 대칭적인 것을 Fig. 6(b)를 통해 확인할 수 있다. 이러한 대칭적 특성과 달리 90° 이상/이하에서의 라이저 주위 유동과 유체력 특성은 서로 완전히 다르게 나타나고, 근본적인 차이 원인은 선행 연구들에서 보고한바와 같이 라이저의 굽은 형상으로 인해 발달하는 축방향 유동과 후류의 상호작용에 있는 것으로 판단된다. 해당 특성에 대한 좀 더 명확한 이해를 위해 축방향 유동과 밀접한 관계가 있는 Z 방향 속도 분포를 유동 입사각 변화에 따라 관찰하였으며 그 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 여기서 Z 방향 속도는 주 유동방향의 속도로 무차원화 되었다. 입사각이 0° 일 때 라이저의 하부 정체면에 주 유동방향(X) 속도의 10~20%에 해당하는 Z 방향의 음의 속도가 발생하게 되는데 이러한 속도 발생은 Fig. 5(a)에서 관찰된 라이저 하부의 와동 구조 비틀림과 관계가 있으며 Miliou et al.(2007)와 Gallardo et al.(2014a)가 보고한 유동 현상과

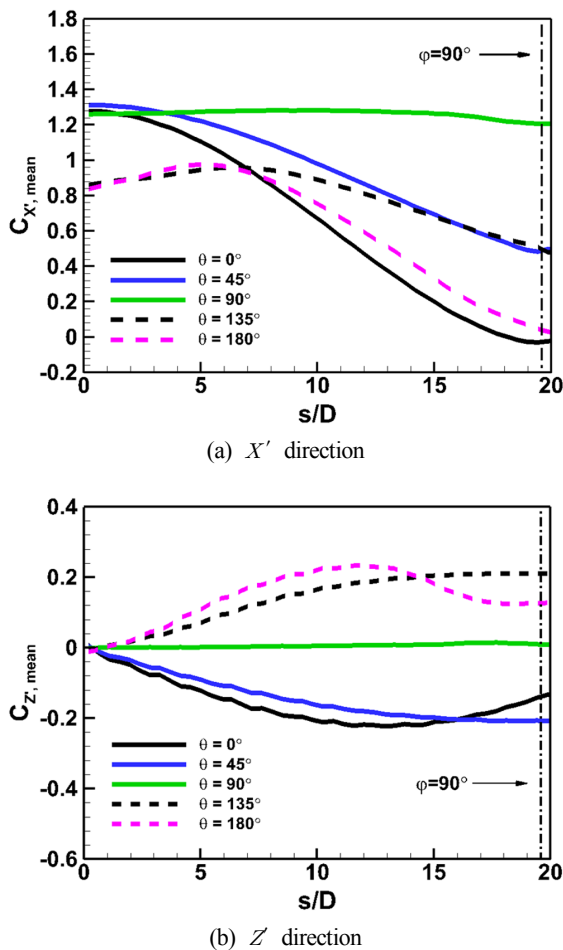


Fig. 6 Sectional mean force coefficients along the arc-length of the curved cylinder

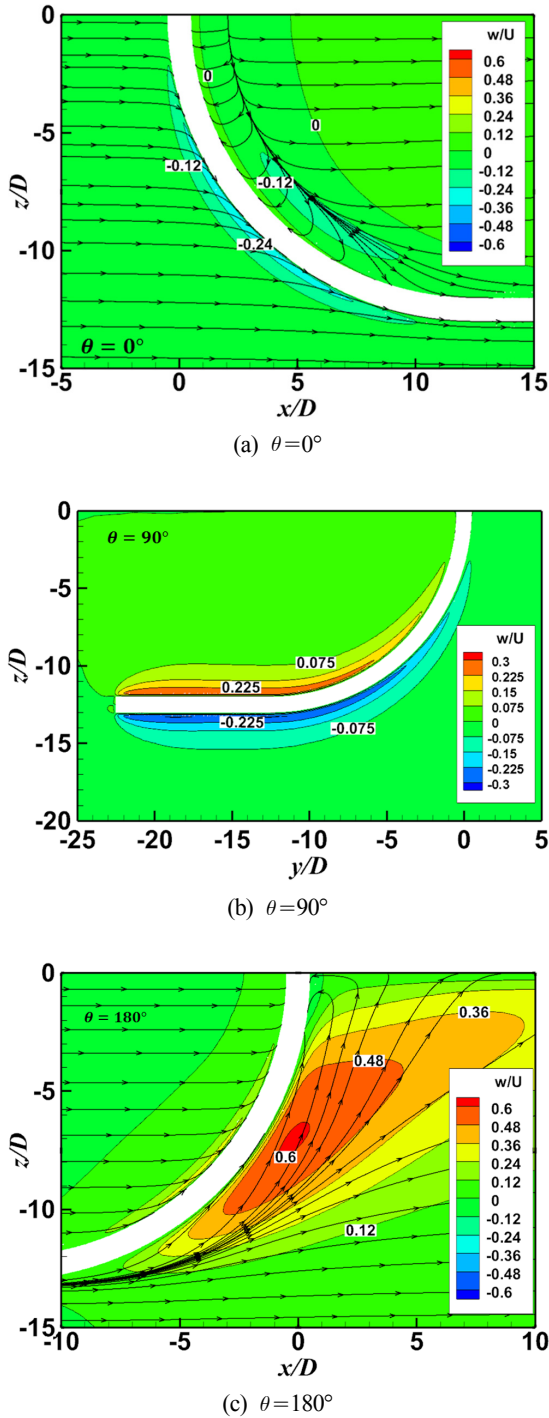


Fig. 7 Z-velocity distributions of the curved cylinder according to θ

도 일치한다. $\theta = 90^\circ$ 일 때 수평 확장(Horizontal extension) 실린더 부근에서 Z 방향 속도 분포가 대칭적이며 상부 쪽에는 Z 방향의 속도가 관찰되지 않는다. 이러한 속도 분포의 특징은 앞서 언급한 주 유동방향과 라이저의 곡부 단면의 X' 방향이 이루는 경사각(φ)과 관계가 있다. 즉, 유동 입사각이 90° 로 다가갈 때, 라이저의 모든 곡부 단면들의 X' 방향과 주 유동방향이 이루는 경사각, φ 은 0° 로 다가가게 되어 강한 축방향 유동이 라이저 형상에 의존하여 생성되지 않는다. 본 내용은 Fig. 1(b)의 90° 도 곡부 좌표계 확인을 통해 좀 더 명확히 이해할 수 있다. 이에 대응

한 유동의 특징은 곡부 단면 위치별 Z' 방향의 평균 유체력 계수가 0이 되도록 하고 Fig. 5(c)와 같이 강한 와홀림의 발생을 유도한다. 그러나 입사각이 90° 에서 180° 로 증가하게 되면 Z 방향 속도는 굽은 라이저 형상에 다시 의존하며 후류 영역에서 주 유동방향 속도의 최대 60%를 가진다. 이렇게 발생된 강한 Z 방향 유동은 라이저 후류 유동에 침투하여 와홀림 발생의 억제와 함께 주 유동방향의 와류쌍을 생성시키는데 기여한다. 따라서 굽은 라이저의 경우 유동의 입사각과 라이저 형상에 의존하면서 발달하는 축방향 유동이 유체력 계수에 많은 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다.

3.2.2 표준편차(STD) 유체력 계수

Fig. 8에 라이저 주위에 발생하는 와홀림의 강도를 검토하기 위해 곡부 단면 위치별 X' 및 Y' 방향의 STD 유체력 계수 ($C_{X',STD}$ 와 $C_{Y',STD}$)를 나타내었다. 와홀림이 발생하면 주 유동방향의 수직방향으로 양과 음의 힘이 번갈아 발생하는 특징으로 인해 $C_{Y',STD}$ 가 $C_{X',STD}$ 에 비해 전반적으로 큰 값을 가지는 것을 Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)의 비교를 확인할 수 있다. $\theta = 45^\circ$ 일 때 s/D 가 증가하면 $C_{X',STD}$ 가 점점 증가하는데 이것은 Fig. 5(b)에서 관찰할 수 있듯이, 라이저 하부 영역으로 갈수록 주 유동방향으로 나란히 나아가는 이열 와구조와 라이저의 형상이 이

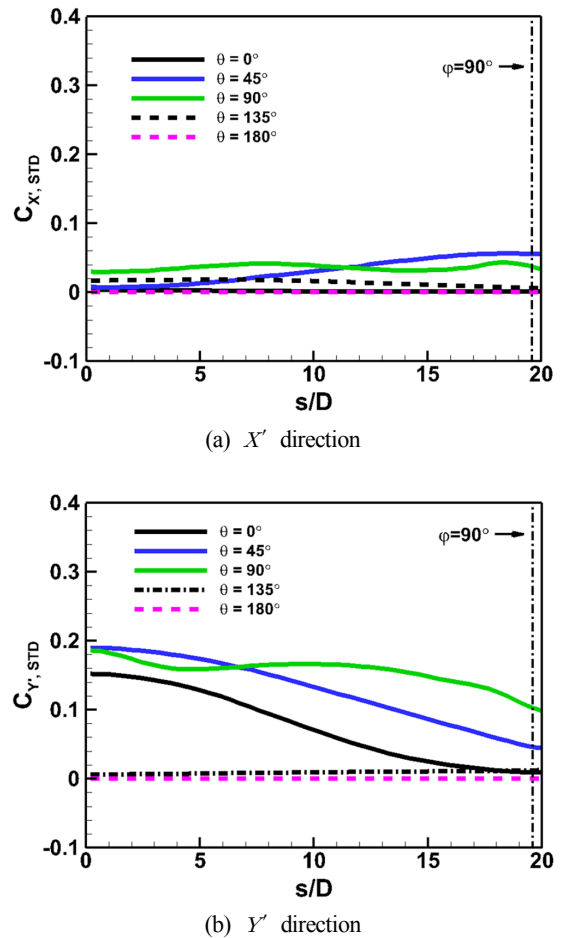


Fig. 8 Sectional force coefficients of the standard deviation along the arc-length of the curved cylinder

루는 각이 증가하여 X' 방향으로 전달되는 힘이 커지기 때문이다. 그리고 $\theta=90^\circ$ 일 때 $C_{X',STD}$ 는 s/D 에 관계없이 일정한 값을 가지며 라이저 전 영역에서 발달하는 이열 와구조가 주요 원인으로 볼 수 있다.

Fig. 8(b)에서 $\theta=90^\circ$ 일 때 $C_{Y',STD}$ 가 라이저 전 영역에 걸쳐 다른 유동입사각의 결과들보다 전반적으로 크게 나타나고 $\theta=0^\circ$ 와 $\theta=45^\circ$ 에서 s/D 가 증가하면 $C_{Y',STD}$ 는 점진적으로 감소하는 특징을 보이는 것을 확인할 수 있다. $\theta=90^\circ$ 이상의 유동 입사각에서는 $C_{Y',STD}$ 가 거의 0인데, 이는 90° 에서 가장 활발한 와흐림 발생하고 유동 입사각이 더 증가하게 되면 와흐림의 발생이 점점 억제되어 나타나는 결과로 볼 수 있다. 따라서 유동 입사각에 따라 와유기 진동 특성이 달라지므로 이러한 점은 SCR과 같이 굽은 형상을 가지는 라이저의 VIV 해석에서 매우 중요한 부분이 될 수 있다고 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 $Re=100$ 에서 유동 입사각 $0^\circ\sim 180^\circ$ 를 고려하여 굽은 라이저 주위 유동 및 유체력 특성을 분석하였다. 상세하게는, 유동 구조 변화가 단면별 유체력 계수에 어떤 영향을 미치는지 평가하였는데 이러한 이유는 VIV 해석을 위해 이차원 스트립(Strip) 이론에서 고려하는 2차원 유체력 계수의 적용이 굽은 형상을 가지는 라이저의 VIV 해석에 타당한 것인가를 확인하기 위함이었다. 해석 결과를 살펴보면 유동 입사각이 0° 에서 90° 증가할 때 이열 와구조의 발달이 라이저 전체에 걸쳐 관찰되지만, 90° 에서 180° 로 증가할 때는 반대로 라이저 주위 와흐림이 억제되는 것을 확인하였다. 이에 대응하여 단면별 유체력 계수도 달라지는 것을 확인하였으며 이러한 유동 구조 변화의 근본적인 원인은 라이저의 굽은 형상으로 인해 발달하는 축방향 유동과 후류와의 상호작용에 있다. 결과적으로 3차원 유동의 변화가 유체력 계수에 미치는 영향은 상당하므로, 기존의 2차원 유체력 계수를 적용하는 방안에 대한 개선방법을 고려할 필요가 있어 보이며 SCR과 같은 굽은 형상을 가지는 라이저의 VIV와 피로 수명을 예측하기 위해서는 이를 위한 새로운 유체력 계수의 데이터베이스 구축이 필요할 것으로 판단된다. 이를 위해 본 연구에서 고려한 레이놀즈 수는 100으로 실환경 조건과 차이가 있으므로 실용적인 관점에서 레이놀즈 수, $10^4\sim 10^5$ 를 고려한 추가 연구가 필요할 것으로 사료된다.

후 기

본 논문은 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 ‘초심해역용 라이저(SLWR) 설계엔지니어링 핵심기술 개발’에 의해 수행되었습니다(PES3060).

References

- Assi, G.R.S., Srinil N., Freire, C.M., Korkischko, I., 2014. Experimental Investigation of the Flow-induced Vibration of a Curved Cylinder in Convex and Concave configurations. *Journal of Fluids and Structures*, 44, 52-66. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2013.10.011>
- de Vecchi, A., Sherwin, S.J., Graham, J.M.R., 2008. Wake Dynamics of External Flow Past a Curved Circular cylinder with the Free-stream Aligned to the Plane of Curvature. *Journal of Fluids and Structures*, 24(8), 1262-1270. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2008.06.008>
- Franke, R., Rodi, W., Schonung, B., 1990. Numerical Calculation of Laminar Vortex-shedding Flow Past Cylinders. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 35, 237-257. [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(90\)90219-3](https://doi.org/10.1016/0167-6105(90)90219-3)
- Gallardo, J.P., Andersson, H.I., Pettersen, B., 2014a. Turbulent Wake behind a Curved Circular Cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, 742, 192-229. <https://doi.org/10.1017/jfm.2013.622>
- Gallardo, J.P., Pettersen, B., Andersson, H.I., 2014b. Coherence and Reynolds Stresses in the Turbulent Wake behind a Curved Circular Cylinder. *Journal of Turbulence*, 15(12), 883-904. <https://doi.org/10.1080/14685248.2014.944617>
- Jeong, J., Hussain, F., 1995. On the Identification of a Vortex. *Journal of Fluid Mechanics*, 285, 69-94. <https://doi.org/10.1017/S0022112095000462>
- Jiang, F., Pettersen, B., Andersson, H.I., 2018. Influences of Upstream Extensions on Flow Around a Curved Cylinder. *European Journal of Mechanics - B/Fluids*, 67, 79-86. <https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2017.08.006>
- Kravchenko, A.G., Moin, P., 1998. B-spline Methods and Zonal Grids for Numerical Simulations of Turbulent Flows. Report TF-73, Flow Physics and Computational Division, Department of Mechanical Engineering, Stanford University.
- Li, Y., Zhang, R., Shock, R., Chen, H., 2009. Prediction of Vortex Shedding from a Circular Cylinder Using a Volumetric Lattice-Boltzmann Boundary Approach. *The European Physical Journal Special Topics*, 171(1), 91-97. <https://doi.org/10.1140/epjst/e2009-01015-9>
- Mittal, S., 2005. Excitation of Shear Layer Instability in Flow Past a Cylinder at Low Reynolds Number. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 49(10), 1147-1167. <https://doi.org/10.1002/fld.1043>
- Miliou, A., Sherwin, S.J., Graham, J.M.R., 2003. Fluid Dynamic Loading on Curved Riser Pipes. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 125(3), 176-182. <https://doi.org/10.1115/1.1576817>
- Milliou, A., de Vecchi, A.S., Sherwin, J., Graham, J.M.R., 2007. Wake Dynamics of External Flow Past a Curved Circular Cylinder with the Free Stream Aligned with the Plane of Curvature. *Journal of Fluid Mechanics*, 592, 89-115. <https://doi.org/10.1017/S0022112007008245>
- Qu, L., Noborg, C., Davidson, L., Peng, S.H., Wang, F., 2013. Quantitative Numerical Analysis of Flow Past a Circular Cylinder at Reynolds Number between 50 and 200. *Journal of Fluids and Structures*, 39, 347-370. <https://doi.org/10.1016/>

j.jfluidstructs.2013.02.007

Park, S., Kim, B., 2017. Vortex-Induced Vibration Analysis of Deep-Sea Riser. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 31(5), 364-370. <https://doi.org/10.26748/KSOE.2017.10.31.5.364>

Park, J., Kwon, K., Choi, H., 1998. Numerical Solutions of Flow Past a Circular Cylinder at Reynolds Numbers up to 160. *KSME International Journal* 12(6), 1200-1205. <https://doi.org/10.1007/BF02942594>

Posdziech, O., Grundmann, R., 2007. A Systematic Approach to the Numerical Calculation of Fundamental Quantities of the Two-dimensional Flow over a Circular Cylinder. *Journal of Fluids and Structures* 23(3), 479-499. <https://doi.org/10.1016/>

j.jfluidstructs.2006.09.004

Shi, J.M., Gerlach, D., Breuer, M., Biswas, G., Durst, F., 2004. Heating Effect on Steady and Unsteady Horizontal Laminar Flow Past a Circular Cylinder. *Physics of Fluids* 16(12), 4331-4345. <https://doi.org/10.1063/1.1804547>

Stålberg, E., Brüger, A., Lötstedt, P., Johansson, A.V., Henningsson, D.S., 2006. High Order Accurate Solution of Flow Past a Circular Cylinder. *Journal of Scientific Computing*, 27(1-3), 431-441. <https://doi.org/10.1007/s10915-005-9043-y>

Williamson, C.H.K., 1996. Vortex Dynamics in the Cylinder Wake. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 28, 477-539. <https://doi.org/10.1146/annurev.fl.28.010196.002401>

Study on Roll Motion Characteristics of a Rectangular Floating Structure in Regular Waves

Min-Gyu Kim^{ID*}, Kwang-Hyo Jung^{ID*}, Sung-Boo Park^{ID*},
Gang-Nam Lee^{ID*}, Il-Ryong Park^{ID**} and Sung-Bu Suh^{ID**}

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea
**Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Dong-Eui University, Busan, Korea

규칙파 중 사각형 부유식 구조물의 횡동요 운동특성에 대한 연구

김민규^{ID*} · 정광효^{ID*} · 박성부^{ID*} · 이강남^{ID*} · 박일룡^{ID**} · 서성부^{ID**}

*부산대학교 조선해양공학과
**동의대학교 조선해양공학과

KEY WORDS: Roll motion 횡동요 운동, Roll-heave interaction 횡동요-상하운동 연성, Viscous damping 점성 감쇠, CFD 전산유체역학, Regular wave 규칙파

ABSTRACT: This study focused on the roll motion characteristics of a two-dimensional (2D) rectangular floating structure under regular beam sea conditions. An experiment was conducted in a 2D wave tank for a roll free decay test in calm water and the roll motion in a range of regular waves with and without heave motion to investigate the motion response and heave influence on the roll motion. A numerical study was carried out using Reynolds-averaged Navier Stokes (RANS)-based CFD simulations. A grid convergence test was conducted to accurately capture the wave condition on the free surface based on the overset mesh and wave forcing method. It was found in the roll free decay test that the numerical results agreed well with the experimental results for the natural roll period and roll damping coefficient. It was also observed that the heave motion had an impact on the roll motion, and the responses of the heave and roll motion from the CFD simulations were in reasonable agreement with those from the experiment.

1. 서 론

선박과 해상 부유식 구조물의 과도한 횡동요는 선원과 승객의 승선감, 구조 신뢰성을 손상시키며, 궁극적으로 안정성을 위협하게 된다. 국제해사기구(International Maritime Organization, IMO)에 따르면, 최근 포스트-파나막스 컨테이너선(Post-panamax containership)의 경우 35도 이상의 극단적인 횡동요 운동을 경험하였으며, 구조 손상과 함께 약 400개의 컨테이너를 유실하는 사고가 있었다(IMO, 2002). 또한 FPSO(Floating production storage and offloading)와 Drillship과 같은 고부가가치 선박의 경우 보통 한 곳에 고정되어 장기간 시추나 원유를 저장 등의 목적으로 운용되는데, 이러한 부유식 선박 구조물의 효율적이고 안전한 운용을 위한 설계에 있어 파랑 중 운동성능의 정확한 해석이 요구된다.

해상환경의 하중에 의한 선박의 6자유도 운동 중 횡동요 운동

은 점성 감쇄영향으로 인하여 강한 비선형 특성을 가진다. 따라서 복잡한 점성효과와 유체동역학적 특성과 함께, 부유식 구조물의 운동해석에 대한 경험적, 실험적, 수치적인 연구가 활발히 진행되어지고 있다. Ikeda et al.(1977)는 이론 및 실험적 방법을 사용하여 횡동요 추정과 함께 2차원 물체의 횡동요의 와류감쇄(Eddy making damping)항이 주파수의 제곱에 비례함을 제시하였다. Chakrabarti(2001)는 횡동요 감쇄현상을 선체표면의 마찰감쇄(Skin friction damping), 와류감쇄(Eddy making damping), 조파감쇄(Wave damping), 부가물 부착으로 인한 감쇄(Bilge keel damping)로 구분하였다.

포텐셜 유동해석의 경우 유체를 비점성과 비회전성으로 가정하기 때문에 상, 하, 종 동요 운동들을 잘 추정하지만, 점성영향과 비선형특성을 가지는 횡동요 운동을 정확하게 추정하기에는 많은 어려움이 있다. Salvesen et al.(1970)은 실험을 통해 포텐셜 해석이 횡파(Beam sea) 중 사각형 구조물의 횡동요 크기를 과도

Received 24 January 2019, revised 20 March 2019, accepted 11 April 2019

Corresponding author Kwang-Hyo Jung: +82-51-510-2343, kjung@pusan.ac.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0002-8229-6655

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

하게 추정함을 보였다. Downie(1987)는 유동박리(Flow separation)와 와류(Vortex) 강도에 의한 점성효과를 고려한 경험치(Empirical factors)를 도입하여 횡동요 감쇄계수를 추정하였다.

유동측정에 대한 실험기법의 급속한 발달로 PIV(Particle image velocimetry) 기법을 이용하여 유동장 측정과 파도와 구조물 간섭에 의한 와류와 난류에 대한 연구에 가능하게 되었다. Dong et al.(1997)은 PIV방법을 사용하여 선수 주위의 유동흐름을 연구하였다. Yeung et al.(1996)은 자유수면에서 강제 횡동요를 하고 있는 평판에 의한 속도장을 측정하였으며, Jung et al.(2005)는 횡동요 운동과 상대운동에 의한 속도장을 측정하여 와류 및 난류의 특성을 파악하였다. Aloisio and Felice(2006)와 de Oliveira and Fernandes(2014)는 빌지킬(Bilge keel)주위의 유동장을 측정하여 선체와 와류의 간섭을 연구하였다.

최근 선박 및 해양구조물의 점성효과를 포함한 횡동요 추정 및 유동해석에 전산유체역학(Computational fluid dynamics, CFD)이 많이 적용되고 있다. Wilson et al.(2006)은 RANS(Reynolds averaged Navier-Stokes)기반 해석법을 이용하여 선박의 자유 횡동요 운동과 선체주위 유동을 계산하였으며, Chen et al.(2016)은 OpenFOAM(open-source CFD package)을 사용하여 2차원 사각형 바지선과 규칙파 간섭의 비선형성에 대해 연구하였다. Irkal et al.(2016)은 RANS 기법의 FLOW-3D를 사용하여 빌지킬 유무에 따른 횡동요 감쇄계수를 추정하여 모형시험과 비교하였으며, PIV 방법을 이용하여 유동장을 측정하여 계산결과와의 상관관계를 연구하였다. 최근 전산수치해석에 대한 관심이 증가하고 있으나, 여전히 파랑 중 선박 및 해양 구조물의 운동 및 유동 해석을 위한 CFD의 일반적인 접근법을 확립하기 위해서는 보다 많은 연구가 필요하다(Gokce and Kinaci, 2018).

본 연구에서는 부유식 사각형 구조물의 횡동요 운동의 정확한 추정과 횡동요와 상하운동의 연성을 파악하기 위해서 2차원 수조에서 2자유도(횡동요, 상하운동)를 허용하여 정수중 자유 횡동요 시험과 횡방향 규칙파(Regular beam sea condition)에서의 운동시험을 수행하였다. 또한 RANS 기법을 이용한 전산수치해석을 수행하였으며, 중첩격자(Overset mesh)와 유출면의 반사파 영향을 줄이기 위해 Wave forcing 방법을 사용하였다. 자유수면에서의 규칙파를 정확하게 재현하기 위해서 격자수와 계산시간 간격에 따른 수렴도 시험을 실시하여 계측 파고와 비교하였으며, 자유 횡동요 시험과 파랑 중 구조물의 운동에 대한 계산을 수행하여 횡동요 감쇄량과 운동 응답(Response amplitude operator, RAO) 및 시간영역에서의 횡동요와 상하운동의 수치해석 결과를 모형 시험 결과와 비교하여 수치해석과의 상관관계를 조사하였다.

2. 시험 장치 및 조건

Fig. 1과 같이 모형시험은 2차원 수조에서 수행되었으며, 수조의 크기는 길이 25m, 폭 1m, 깊이 1.5m 이다. 수조 끝에서의 파도 반사를 최소화하기 위해서 길이 2.5m와 높이 1.1m 경사를 가진 소파망을 설치하였다. 조파기(Wave maker)는 Piston Type 으로 컴퓨터로 작동되어지며, 다른 실험장비들과 동기화하였다. 아크릴로 제작된 사각형 단면의 구조물은 길이 0.99m, 폭 0.2m, 높이 0.015m로 파도는 오른쪽에서 왼쪽으로 진행하며 조파기로부터 14.5m 지점에 고정되었고, 정수면은 수조 바닥에서 0.85m로 유지하였다. 구조물의 무게중심(Centre of gravity, CG)은 구조물 바닥으로부터 0.06m이고, 홀수(Draft)는 0.07m로 횡동요의 회전중심은 정수면과 일치시켰다. 본 연구에서 횡동요의

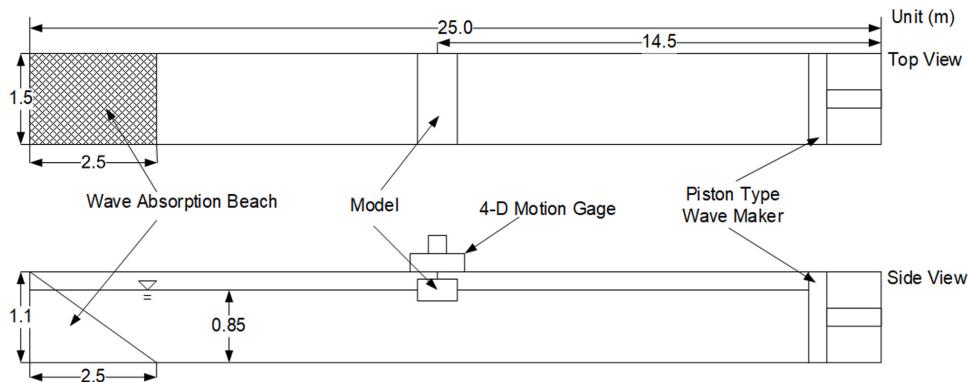


Fig. 1 Schematic illustration of 2-D wave tank

Table 1 Test conditions for experiment and CFD

Case no.	Wave period, T [s]	Wave frequencies, ω [rad/s]	ω/ω_n	Wave length, λ [m]	Wave height, H [m]	Wave steepness, H/λ
C01	0.8	7.854	1.250	1.00	0.043	0.043
C02	0.9	6.891	1.111	1.26	0.041	0.032
C03	1.0	6.283	1.000	1.56	0.044	0.028
C04	1.1	5.712	0.909	1.88	0.041	0.022
C05	1.2	5.236	0.833	2.21	0.043	0.019
C06	1.3	4.833	0.769	2.56	0.053	0.021
C07	1.5	4.189	0.667	3.26	0.057	0.018

정확한 추정을 위해서 구조물은 횡동요와 상하운동의 2자유도(횡동요, 상하운동)를 허용하여 횡방향 과도조건에 대해서 모형 시험을 수행하였다.

정수 중에 사각형 단면 구조물의 자유 횡동요 시험(Free roll decay test)과 구조물과 파도의 상호 간섭에 의한 운동특성을 모형 시험과 수치해석을 수행하여 비교 및 분석하였다. 자유 횡동요 시험을 통해 얻은 구조물의 횡동요 고유주기(Natural roll period, T_N) 1.0s($\omega_N=6.283\text{rad/s}$)를 포함하여 0.8~1.5s의 규칙파에 대해 실험하였다. 구조물의 운동특성에 대한 모형 시험과 수치 해석에 사용된 시험조건은 Table 1과 같다.

3. 수치 해석 방법

2차원 파랑중 해양구조물의 운동문제를 비압축성 난류유동(Turbulent flow)으로 가정하였다. 난류유동의 경우 연속 방정식과 운동량 보존 방정식인 RANS 방정식을 유동의 지배방정식으로 사용하였으며 식(1)-(2)와 같다.

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{\rho u_i u_j}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

여기서 ρ 는 유체의 밀도, \bar{u}_i 는 유속, \bar{p} 는 압력이며, $\overline{u_i u_j}$ 는 레이놀즈 응력(Reynolds stress) 항이며, $\bar{\tau}_{ij}$ 는 전단응력텐서(Shear stress tensor)로 하기 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

여기서 μ 는 유체 점성계수이다.

파랑중 횡동요 시 구조물 주위의 복잡한 유동을 고려하여 난류모형으로 k- ω SST(Shear stress transport) 모형을 사용하였으며, 지배방정식의 해는 유한체적법(Finite volume method, FVM)으로 이산화 하였다. 자유수면을 고려하기 위해 유체의 밀도와 점성을 체적비율(Volume fraction)에 따라 이송방정식을 풀어 계산하는 VOF(Volume of fluid)기법을 사용하였으며, 시간과 공간에 대해 2차 정도의 수치 이산화 기법을 사용하였다. 본 논문에서는 이러한 수치해석 기법들을 이용하는 상용프로그램 STAR-CCM+(Siemens, 2018)를 이용하여 모든 수치해석을 수행하였다. 수치계산 조건은 모형 시험과 같은 조건을 구현하기 위해 횡동요와 상하운동 구현이 가능한 DFBI(Dynamic fluid body interaction) 기법을 사용하였다.

Fig. 2는 전산수치해석에서 사용한 2차원 사각형 구조물을 중심으로 계산 모델과 경계조건을 보여주고 있다. 유동장의 크기는 파가 입사되는 유입경계면은 상류쪽으로 6m에 위치해 있으며, 유출경계면은 하류 7m의 거리에 떨어져 있다. 자유수면에서 깊이 방향으로는 0.85m, 높이 방향으로는 0.55m의 크기를 가진다. 본 계산에서는 운동이 큰 물체에 대한 효과적인 해석방법으

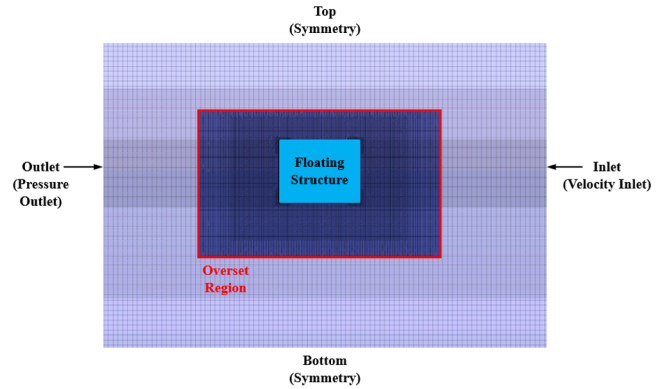


Fig. 2 Mesh and boundary conditions

로 구조체를 포함하는 내부격자와 전체 영역에 대한 외부격자를 중첩하여 사용하는 중첩격자 기법을 도입하여, 외부격자는 고정된 상태로 내부격자만 구조체 운동에 따라 격자의 변형없이 함께 운동하도록 하여 격자변화가 없도록 하였다(Field, 2013).

파랑중 선박 및 구조물의 수치해석에서 유출경계면에서의 반사파를 막아 반사파의 내부 유동장 영향을 최소화하는 방법은 중요한 요소이다. STAR-CCM+에서는 소파영역에 파감쇠계수(Wave damping coefficient)를 사용하여 파의 진폭을 감소시키는 방법(Peric and Abdel-Maksoud, 2016)과 유동장 내부의 파와 주어진 입사파를 일정 영역에서 선형파 이론(Linear wave theory)에서 얻어진 파 정보를 수학적으로 조화시켜 반사파를 강제하는 Wave forcing 방법(Enger et al., 2014)을 제공한다. Kim et al. (2018)은 격자수와 계산시간 간격 등의 수치조건에서 소파영역 내 파 감쇄계수를 사용하여 2차원 문제의 수치 민감도 분석하였으며, 추가적으로 Wave forcing 기법을 적용하여 3차원 파랑중 FPSO 운동 문제에 적용하여 타당성을 검토하였다. 본 연구에서는 계산 영역을 짧게하여 격자수를 줄일 수 있는 Wave forcing 방법을 사용하였으며, Forcing 영역은 유입경계면과 유출경계면에서 각각 파장의 1개(1.0λ)와 1.5개(1.5λ) 크기를 설정하여 계산하였다(Enger et al., 2014; Kim et al., 2018).

4. 해석 결과

4.1 수치해석 수렴도 시험

본격적인 수치계산에 앞서 주어진 조건의 규칙파를 정확히 시뮬레이션하기 위해 격자수와 계산시간 간격에 대한 수렴도 시험을 실시하였으며 시험 조건은 Table 2와 같다. 대표적으로 횡동요 고유주기에 해당하는 조건(Case no. C03, Wave period 1.0s, Wave length 1.56m)에 대해서 3가지(Coarse, Medium, Fine) 격자로 나누어 파의 10주기에 해당하는 10초간 계산하여 검토하였다. 격자는 ITTC(2011)에서 파랑중 선박의 전산유체 적용시 제안하는 파장(Wave length, λ)당 최소 80개의 격자수와, 파고(Wave height, H)에 대해서는 Kim and Lee(2011)이 제안하는 최소 20개의 격자수를 고려하여 수렴도 조건을 결정하였다. 전체 방정식들을 풀기위해 내부 반복계산 횟수(Inner iteration)를 10으로 하였고, 파의 주기에 대한 무차원 시간 간격($T/\Delta t$)은 정도 높은 해석결과를 얻기 위해 CFL(Courant-Friedrichs-Lewy) 값이

Table 2 Test cases for mesh convergence ($\lambda = 1.56$ m, $H = 0.044$ m, $T = 1.0$ s)

Case name	Mesh	$\lambda/\Delta x$	$H/\Delta z$	$T/\Delta t$	no. of meshes
MC	Coarse	100	22	333	378,800
MM	Medium	130	29	500	673,348
MF	Fine	195	44	666	1,245,744

0.25~0.30 되도록(Kim et al., 2018) $\sqrt{2}$ 씩 증가시켰으며 식은 하기와 같다.

$$CFL = \frac{U\Delta t}{\Delta x} \tag{4}$$

여기서 U 는 파의 속도, Δt 는 시간간격, Δx 는 파의 진행방향에 대한 격자간격이다.

격자와 계산시간 간격에 따른 수치해석 수렴도를 파악하기 위해서 파랑중 운동 시험 전에 구조물이 없는 상태에서 구조물이 놓일 중심 위치에서 측정된 파고 측정결과와 계산결과를 Fig. 3에 비교하였다. 시간영역에서 실험에서 측정된 파고와 3가지 격자에 대한 수렴도 시험을 통해 계산된 파고는 모두 잘 일치하고 있는 것을 확인할 수 있었다. 격자에 따른 계산의 수렴도를 보다 자세하게 확인하기 위해서 Fine, Medium, Coarse 격자 사용 시 S_1, S_2, S_3 파고를 조화해석(Harmonic analysis)을 통하여 각각 얻었으며, 수렴도(R)는 다음 식과 같다.

$$R = \frac{\epsilon_{21}}{\epsilon_{32}} \tag{5}$$

여기에서 $\epsilon_{21} = S_2 - S_1$ 이며, $\epsilon_{32} = S_3 - S_2$ 이다.

수렴도 해석결과 수렴도 $R = 0.446$ 로 단조수렴(Monotonic)하는 것을 확인할 수 있었다. 본 연구의 자유 횡동요시험과 파랑중 운동시험에서 사용할 Medium mesh의 경우 모형시험에서 측정한 파고보다 약 0.6% 크게 추정되었으며 파 주기는 약 0.2% 작게 추정되어, 수치해석 수행을 위한 만족할만한 수준으로 판단되었다.

Fig. 4는 계산시간 10초에서 수치해석 전체 영역의 파고의 모습을 보여주고 있다. 파고 유입경계면과 구조물의 중심이 위치할 $x = 0.0m$ 의 위치에서는 시험조건(Wave height = 0.044m)과 유사한 파고를 나타내고 있었다. 유출경계면에서는 Wave forcing 기법의 적용으로 반사파는 없는 것으로 판단되었고, 파고가 다

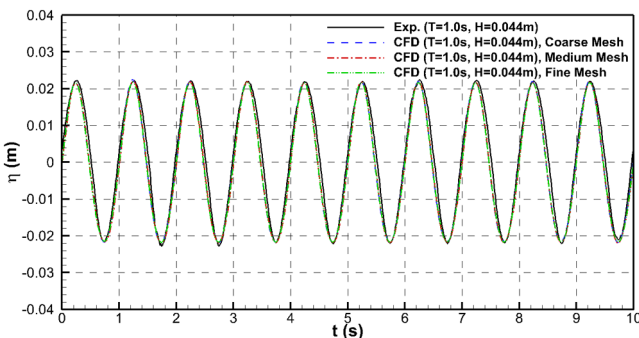


Fig. 3 Time histories of wave height with mesh size

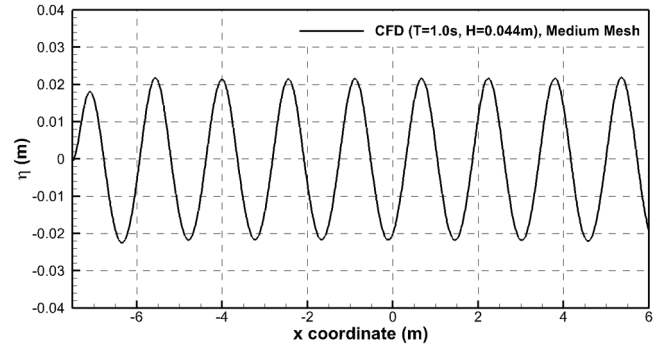


Fig. 4 Wave profile in numerical domain (medium mesh, $T = 10$ s)

소 줄어드는 모습을 보였으나, 본 연구의 주 관심인 구조물 주위에서는 규칙파가 수치적으로 잘 재현되었다.

4.2 정수 중에서 자유 횡동요 시험(Roll free decay test)

사각형 구조물의 파랑중 운동해석을 하기 전 정수중에서 초기 횡경사 각도까지 강제로 기울인 뒤 외력을 가하지 않고 자유롭게 운동하도록 하는 자유 횡동요 시험을 통하여 구조물의 동적특성을 파악하였다. 정수 중 횡동요 운동에 대한 운동방정식은 하기 식과 같이 표현될 수 있다.

$$I \frac{d^2\phi}{dt^2} + b \frac{d\phi}{dt} + c\phi = 0 \tag{6}$$

여기에서 I 는 횡동요 질량 관성모멘트(I)와 횡동요 부가질량 관성모멘트(δI)의 합이며, ϕ 는 횡동요 각, b 는 횡동요 감쇠계수, c 는 복원모멘트 계수이다.

Fig. 5는 22도의 초기 횡경사각에서 시간에 따른 모형시험과 계산결과와 횡동요량을 보여주고 있다. 참고로 자유 횡동요 시험의 수치해석 유입면과 유출면에는 압력유출(Pressure outlet) 경계조건을 사용하였다. 구조물의 횡동요 운동에 대한 고유주기(Natural roll period, T_N)는 1.0s(고유진동수(Natural roll frequency, ω_N)는 6.283rad/s로 모형시험과 수치계산이 일치된 결과를 보여주었다. 횡동요 운동은 넓은 사각단면 형상으로 감쇄가 급격하게 일어나고 있음을 알 수 있으며, 수치계산 결과가 모형시험 결과와 유사한 경향을 보이나 다소 크게 추정되는 것을 볼 수 있다. 이는 구조물이 없는 상태의 파랑중 수치해석 수렴도 시험과 다르게 구조물 표면의 마찰감쇄, 와류감쇄 등의 점성효과 차이에 기인한 것으로 판단되며, 향후 추가 연구를 통해 확인할 예정이다.

Fig. 6은 자유 횡동요 시험의 시간이력 결과를 이용하여 양의 횡경사각의 극값들(Positive peaks)과 음의 극값들(Negative peaks)을 사용하여 평균 횡동요량(Mean angle of roll, ϕ_m)에 대한 각

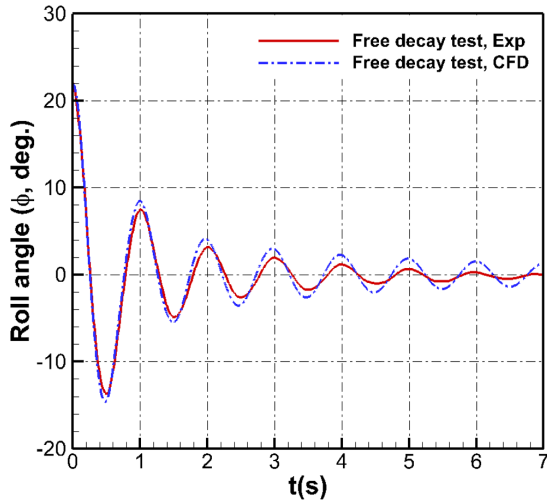


Fig. 5 Time histories of roll motion

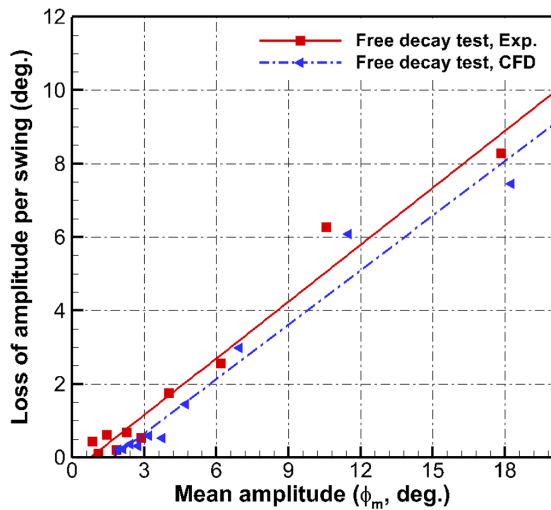


Fig. 6 Curve of roll extinction

주기에서의 감쇄량을 보여주고 있다. 직선은 이산화된 결과에 대한 적합직선(Fitted line)으로 최소자승법(Least square)을 이용하여 나타내었다. 적합직선의 기울기를 이용하여 식 (6)의 횡동요 감쇄계수(b , Damping coefficient)를 Bhattacharyya(1978)가 제시한 방법에 따라 계산하였을 경우, 모형시험과 수치계산에서 얻은 횡동요 감쇄계수는 각각 0.160과 0.155로 유사한 결과를 얻을 수 있었다. 따라서 점성효과를 포함한 횡동요에 대한 감쇄계수를 본 연구에서 사용한 전산수치해석법을 통해 잘 추정할 수 있음을 알 수 있었다.

4.3 규칙파 중 구조물 운동특성

2차원 사각형 단면 구조물의 규칙파에서의 횡동요운동과 상하운동의 구속여부와 규칙파의 주기와 파고의 변화에 따른 각 운동의 특성을 조사하기 위한 모형시험을 수행하였다. 모형시험에서 상하운동 구속여부에 따른 횡동요 운동과 횡동요 운동 구속여부에 따른 상하운동의 응답, RAO 차이를 Fig. 7에서 보여주고 있다. Fig. 7(a)와 같이 고유주기에서 횡동요 운동은 상하운동 구속여부에 따라 차이가 적었지만, 낮은 주파수로 갈수록

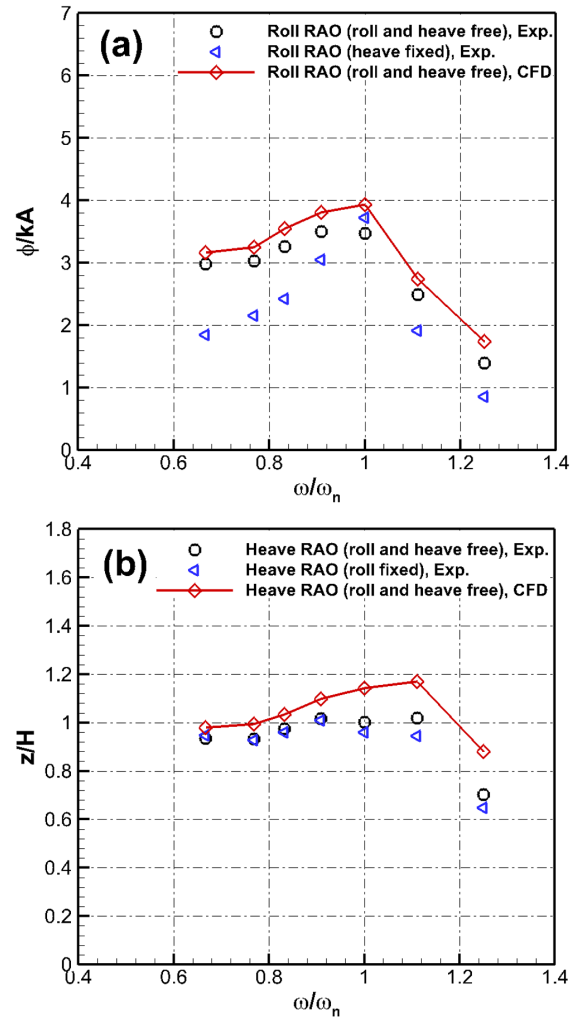


Fig. 7 Comparison of motion RAOs (a) roll RAO, (b) heave RAO

수록 상하운동을 구속하였을 경우 횡동요 운동의 응답이 작아지는 경향을 보여주며 높은 주파수에서도 응답이 작은 것으로 보인다. 따라서, 횡동요 운동의 정확한 추정을 위해서는 상하운동에 대한 연성을 고려해야 할 것으로 판단된다. Fig. 7(b)에서는 횡동요 구속여부에 따른 상하운동 응답차이를 보여주고 있으며, 모형시험에서 상하운동의 경우 횡동요의 구속여부에 따라 거의 차이가 없는 것으로 보인다.

수치해석의 횡동요 운동 응답의 경우 동일한 조건의 모형시험 결과와 매우 유사한 경향을 보였다. 그러나 자유 횡동요 시험과 유사하게 모형시험 결과보다 다소 크게 추정되었다. 또한 상하운동 응답의 경우 높은 파 주파수 영역에서 모형시험보다 계산결과가 크게 추정되었다. 이러한 차이는 수치계산의 수렴도 시험에서 구조물이 없는 파고의 경우 모형시험과 계산결과가 잘 일치하였으나, 자유 횡동요 시험과 같이 구조물이 있을 경우 계산결과가 모형시험보다 다소 크게 추정하는 것으로 판단되는데, 향후 이에 대한 추가적인 연구가 필요할 것으로 판단된다.

추가적으로 시간영역에서의 파의 주기로 무차원한 위상(t/T)에서의 구조물의 횡동요와 상하운동에 대한 모형시험과 수치해석 결과를 비교하였다. 모두 횡동요와 상하운동을 구속하지 않

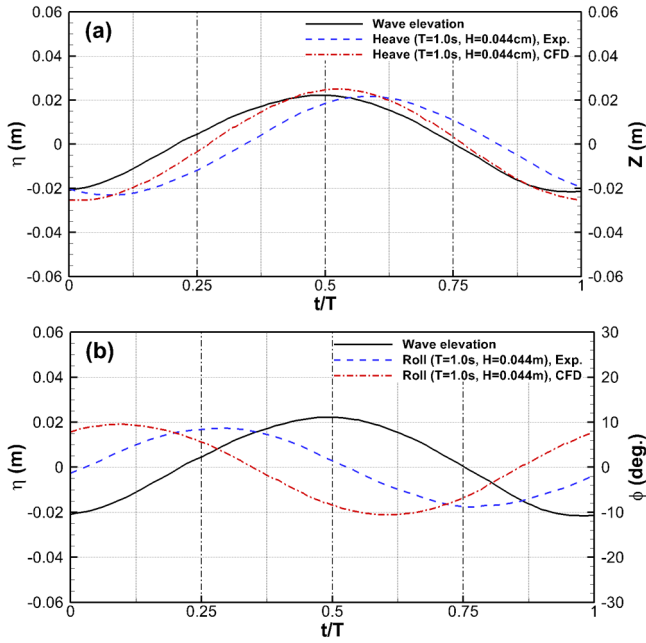


Fig. 8 Comparison of motions in time domain ($T = T_N = 1.0$ s, $H = 0.044$ m)

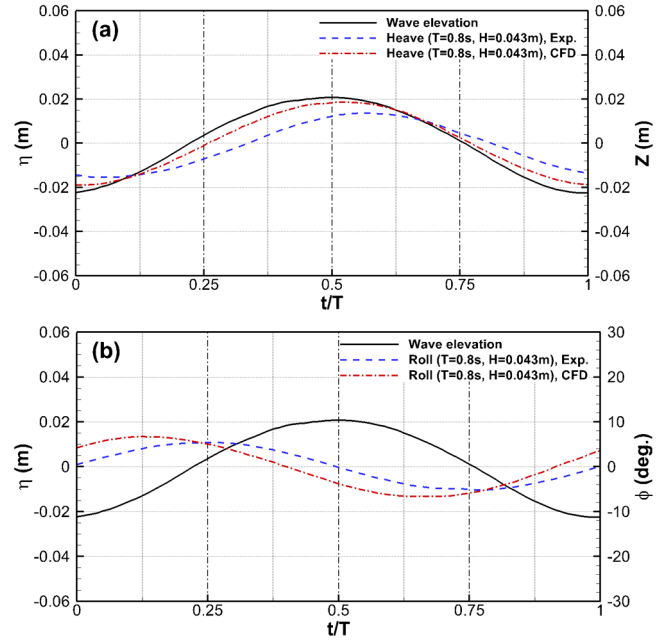


Fig. 10 Comparison of motions in time domain ($T = T_N = 0.8$ s, $H = 0.043$ m)

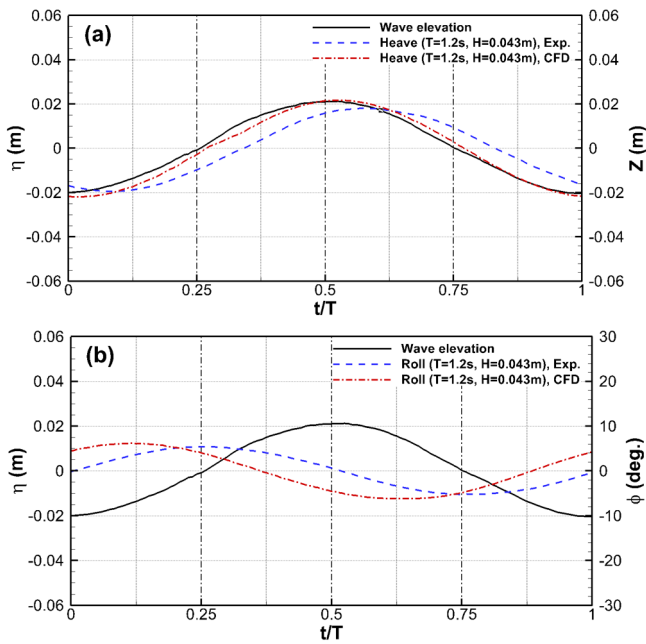


Fig. 9 Comparison of motions in time domain ($T = T_N = 1.2$ s, $H = 0.043$ m)

은 조건으로 횡동요 고유주기($T = T_N = 1.0$ s, $\omega/\omega_n = 1.0$)에서 횡동요와 상하운동의 위상차를 살펴보기 위해 입사파의 최대값이 $t/T = 0.5$ 에 위치하도록 하였다. Fig. 8은 시간영역에서 구조물 상하운동과 횡동요의 실험과 수치해석 결과를 비교하고 있으며, Fig. 7에서 보여주었듯이 수치해석 결과가 다소 크게 추정되었지만 서로 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 그러나 수치해석 결과는 Fig. 8(a)와 같이 상하운동에서는 약 0.05 주기(t/T) 정도 차이, 횡동요 운동의 경우는 Fig. 8(b)와 같이 약 0.15 주기(t/T) 정도 차이를 보이고 있다. 다른 주기의 운동 결과와 비교했을

경우 횡동요 운동의 실험과 수치해석 결과 차이가 다소 크게 나는 것으로 보이는데, 이는 횡동요 고유주기에서는 큰 횡동요 운동으로 인한 상하운동의 연성과 구조물 근방의 유동차이가 다른 주기에 비해서 조금 더 크게 작용한 것으로 판단된다.

추가적으로 다른 주파수 영역에서 무차원한 위상에 따른 구조물의 횡동요와 상하운동의 결과를 비교하였다. Fig. 9는 횡동요 고유주기보다 긴 주기($T = 1.2$ s $>$ $T_N = 1.0$ s, $\omega/\omega_n = 0.83$)에서 상하운동과 횡동요의 모형시험과 수치해석 결과 비교를 보여주고 있다. 모두 유사한 경향을 보이고 있으며 수치해석 결과가 다소 크게 예측되었다. 횡동요와 상하운동의 위상차의 경우에도 Fig. 8과 같이 상하운동에서는 약 0.05 주기(t/T) 정도 차이, 횡동요의 경우는 약 0.15 주기(t/T) 정도 차이를 보이고 있다.

Fig. 10은 횡동요 고유주기보다 짧은 주기($T = 0.8$ s $<$ $T_N = 1.0$ s, $\omega/\omega_n = 1.25$)에서의 횡동요와 상하운동의 모형시험과 수치해석 결과를 나타내었다. 다른 주기의 결과와 유사한 경향을 보이고 있으며, 횡동요와 상하운동의 위상차의 경우에도 Fig. 8-9와 같이 비슷한 위상의 차이를 보였다.

5. 결 론

본 연구에서는 모형시험과 전산수치해석을 수행하여 횡방향 규칙파에서 2차원 사각형 부유식 구조물의 운동특성을 파악하였다. 모형시험은 2차원 수조에서 수행하였으며, 횡동요 운동의 정확한 추정과 횡동요와 상하운동의 연성을 파악하기 위하여 2자유도(횡동요, 상하운동)를 허용하였고, 횡동요 고유주기($T_N = 1.0$ s)를 포함한 일련의 규칙파 시험조건에서 시험하였다. 파랑 중 구조물의 운동특성에 대한 연구를 수행하기에 앞서 구조물 위치에서의 파고측정과 자유 횡동요 시험을 하였다. 전산 수치해석은 비압축성 난류유동을 가정한 RANS 기법을 이용하

였으며, 구조물의 큰 운동을 효과적으로 해석하고자 중첩격자를 사용하였고, 유출경계면의 반사파의 영향을 줄이기 위해 Wave forcing 방법을 사용하였다.

파랑 중 구조물 운동의 수치해석에 앞서 격자수와 계산시간 간격에 따른 수렴도 시험을 실시하여 수렴성을 확인하였다. 본 연구의 자유 횡동요와 파랑중 운동시험에 사용한 Medium mesh의 경우 시험에서 예측한 파고보다 0.6%로 크게 추정되어 만족할 만한 수준으로 재현됨을 확인할 수 있었다. 자유 횡동요 시험에서는 일치된 횡동요 고유주기를 모형시험과 수치해석에서 얻을 수 있었고 유사한 횡동요 운동량을 보였으나, 수치해석 결과가 다소 크게 예측함을 알 수 있었다. 평균 횡동요량에 대한 감쇄량을 비교하였을 경우 모형시험과 수치해석 결과가 잘 일치된 감쇄량을 보였으며, 따라서 점성효과를 포함한 감쇄계수를 수치해석을 이용하여 추정할 수 있음을 알 수 있었다.

횡방향 규칙파에서 구조물의 횡동요운동과 상하운동 구속여부 및 규칙파의 주기 및 파고의 변화에 따른 운동 특성을 조사하였다. 모형시험에서 횡동요 구속여부에 따른 상하운동의 응답은 거의 영향을 받지 않았으며, 상하운동을 구속하였을 경우에는 횡동요 고유주기를 제외한 조건에서는 횡동요 운동의 응답이 작아지는 경향을 보였다. 수치해석은 횡동요와 상하운동을 허용하여 계산하였으며, 같은 시험조건인 모형시험과 비교적 좋은 일치를 보여주었으나, 횡동요와 상하운동 모두 모형시험 결과보다 다소 크게 추정되었다. 추가적으로 3가지 주기(횡동요 고유주기, 긴 주기, 짧은 주기)에 대해서 시간영역에서 구조물의 횡동요와 상하운동의 모형시험과 수치해석결과를 비교하였다. 운동 응답 결과와 같이 유사한 결과를 보여주나 수치해석 결과가 다소 크게 추정되었으며, 상하운동에서는 약 0.05 주기 차이를, 횡동요의 경우는 약 0.15 주기 차이를 보였다. 이는 횡동요와 상하운동 연성에서 두 운동의 모형시험과 수치해석 차이에 따른 구조물 주위의 유동차이에 기인한 것으로 판단되며, 이에 대한 추가적인 연구가 필요한 것으로 판단된다.

또한, 비선형파와 불규칙파에 대한 수치해석 연구 및 모형시험 결과와 비교를 통한 검증과 구조물 주위의 점성효과에 따른 유동 및 압력에 대한 추가적인 연구를 진행 할 예정이다.

후 기

본 연구는 조선해양플랜트글로벌핵심연구센터(GCRC-SOP, No. 2011-0030013) 및 산업통상자원부 산업기술혁신사업 ‘위치유지와 계류 시스템을 적용하여 ARC7 조건에서 연중운용이 가능한 북극해 기반 부유식 해양구조물 형상 개발’ (과제번호: 10063405) 과제의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며 연구비 지원에 감사드립니다.

References

Aloisio, G., Felice, F., 2006. PIV Analysis Around the Bilge Keel of a Ship Model in a Free Roll Decay. In XIV Congresso Nazionale AI VE. LA., Rome Italy, 6-7.
Bhattacharyya, R., 1978. Dynamics of Marine Vehicles. Wiley, New

York.
Chakrabarti, S., 2001. Empirical Calculation of Roll Damping of Ships and Barges. Ocean Engineering, 28(7), 915-932. [https://doi.org/10.1016/S0029-8018\(00\)00036-6](https://doi.org/10.1016/S0029-8018(00)00036-6)
Chen, L., Sun, L., Zang, J., Hillis, A.J., Plummer, A.R., 2016. Numerical Study of Roll Motion of a 2-D Floating Structure in Viscous Flow. Journal of Hydrodynamics, 28(4), 544-563. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(16\)60659-5](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60659-5)
Dong, R.R., Katz, J., Huang, T.T., 1997. On the Structure of Bow Waves on a Ship Model. Journal of Fluid Mechanics, 346, 77-115. <https://doi.org/10.1017/S0022112097005946>
Downie, M.J., 1987. The Discrete Vortex Method and the Calculation of Ship Motions. International Seminar on Engineering Applications of the Surface and Cloud Vorticity Methods, 2, 1-18.
Enger, S., Peric, M., Monteiro, H., 2014. Coupling of 3D Numerical Solution Method Based on Navier-Stokes Equations with Solutions Based on Simpler Theories. Proceedings of XXXV Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering, ABMEC, Fortaleza, CE, Brazil.
Field, P.L., 2013. Comparison of RANS and Potential Flow Force Computations for the ONR Tumblehome Hull for Min Vertical Plane Radiation and Diffraction Problems. Masters Theses, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA.
Gokce, M.K., Kinaci, O.K., 2018. Numerical Simulations of Free Roll Decay of DTMB 5414. Ocean Engineering, 159, 539-551. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2017.12.067>
Ikeda, Y., Hemeno, Y., Tanaka, N., 1977. On Eddy Making Damping Component of Roll Damping Force on Naked Hull. Journal of the Society of Naval Architects of Japan, 142, 54-64. https://doi.org/10.2534/jjasnaoe1968.1977.142_54
International Maritime Organization(IMO), 2002. Sub-committee on Stability and Load Lines and on Fishing Vessels(SLF), Review of the Intact Stability Code-Parametric rolling and its influence on container lashing systems. Submitted by the United States, SLF 45/6/7.
International Towing Tank Conference(ITTC), 2011. Practical Guidelines for Ship CFD Applications. Proceedings of the 26th ITTC.
Irkal, M.A.R., Nallayarasu, S., Bhattacharyya, S.K., 2016. CFD Approach to Roll Damping of Ship with Bilge Keel with Experimental Validation. Applied Ocean Research, 55, 1-17. <https://doi.org/10.1016/j.apor.2015.11.008>
Jung, K.H., Chang, K.A., Huang, E.T., 2005. Two-dimensional Flow Characteristics of Wave Interactions with a Free-rolling Rectangular Structure. Ocean Engineering, 32(1), 1-20. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2004.06.007>
Kim, S.P., Lee, H.H., 2011. Fully Nonlinear Seakeeping Analysis Based On CFD Simulations. Proceedings of the 21st International

- Offshore and Polar Engineering Conference, Hawaii USA, 970-974.
- Kim, J.I., Park, I.R., Suh, S.B., Kang, Y.D., Hong, S.Y., Nam, B.W., 2018. Motion Simulation of FPSO in Waves through Numerical Sensitivity Analysis. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 32(3), 166-176. <https://doi.org/10.26748/KSOE.2018.6.32.3.166>
- de Oliveira, A.C., Fernandes, A.C., 2014. The Nonlinear Roll Damping of a FPSO Hull. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 136(1), 011106. <https://doi.org/10.1115/1.4025870>
- Perić, R., Abdel-Maksoud, M., 2016. Reliable Damping of Freesurface Waves in Numerical Simulations. *Journal of Ship Technology Research*, 63(1), 1-13. <https://doi.org/10.1080/09377255.2015.1119921>
- Salvesen, N., Tuck, E.O., Faltinsen, O., 1970. Ship Motions and Sea Loads. *Transactions of The Society of Naval Architects and Marine Engineers*, 78(8), 250-287.
- Siemens, 2018. STAR-CCM+ 11.04 User Guide. [Online] Available at: <https://support.industrysoftware.automation.siemens.com/general/documentation.shtml> [Accessed 01 Jan. 2018].
- Wilson, R.V., Carrica, P.M., Stern, P., 2006. Unsteady RANS Method for Ship Motions with Application to Roll for a Surface Combatant. *Computers & Fluids*, 35(5), 501-524. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2004.12.005>
- Yeung, R.W., Cermelli C., Liao, S.W., 1996. Vorticity Fields Due to Rolling Bodies in a Free Surface - Experiment and Theory. 21st Symposium on Naval Hydrodynamics, Trondheim Norway.

Study of Temperature Dynamic Characteristics of Various Control Methods for MGO Chiller System

Hee-Joo Cho^{ID*}, Sung-Hoon Kim^{ID**} and Jungho Choi^{ID*}

^{*}Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Dong-A University, Busan, Korea

^{**}Mytec, Busan, Korea

MGO Chiller 시스템의 제어 방식에 따른 온도 동특성 연구

조희주^{ID*} · 김성훈^{ID**} · 최정호^{ID*}

^{*}동아대학교 조선해양플랜트공학과

^{**}(주)마이텍

KEY WORDS: 황산화물 배출 규제, MGO(Marine gas oil) chiller 엠지오 칠러, PI control 비례 적분 제어, Cascade control 다단 제어, MPC control 모델 예측 제어, Dynamic modeling 다이내믹 모델링, 동특성

ABSTRACT: It is important that an MGO Chiller System, which is one of the sulfur oxide emission control technologies, is designed to meet the fuel temperature requirements, even with sudden engine load changes. Three different control algorithms (PI, Cascade, and MPC) were applied to an indirect MGO chiller system to compare and analyze the outlet temperature dynamic characteristics of the system through a case study. The results showed that the MPC control method had the best temperature following characteristics in the case study, and the temperature deviation range was reduced by approximately 5% compared to the PI control method.

기호 설명

- IMO : International marine organization, 국제해사기구
- SOx : Sulfur oxide, 황산화물
- MEPC : Marine environment protection committee, 해양환경보호위원회
- LNG : Liquefied natural gas, 액화천연가스
- MGO : Marine gas oil, 마린가스오일
- HFO : Heavy fuel oil, 고유황유
- PI control : Proportional-integral control, 비례-적분제어
- Cascade control : 다단제어
- MPC control : Model predictive control, 모델예측제어
- SP : Set point
- OP : Output percent
- PV : Process variables
- LMTD : Logarithmic mean temperature difference, 대수평균온도차 [°C]

1. 서 론

국제해사기구(IMO, International maritime organization)는 해양환경보호위원회(MEPC, Marine environment protection committee) 70차 회의(2016.10.20.)에서 2020년부터 전 세계 해역을 항해하는 선박 연료유의 황 함유량을 0.5%(m/m)이하로 규제하기로 결정하였다. 강화된 SO_x 배출 규제에 대응하기 위해 LNG(Liquefied natural gas)연료사용, 배기가스세정장치 설치(Scrubber), 저유황유(MGO, Marine gas oil) 등과 같은 다양한 대응 기술 중, 저유황유 사용은 추가 설비가 비교적 단순하고 비용이 낮다는 장점으로 최근 선주들이 가장 선호하는 방법으로 떠오르고 있다. 그러나 MGO는 40°C에서 점도가 1.5~3cSt로 고유황유(HFO, Heavy fuel oil)에 비해 매우 낮아서 엔진 입구 측에 유입되는 오일의 점도를 최소 2cSt이상으로 유지될 수 있도록 하는 MGO chiller 설치가 필요하다. 이때, 엔진의 부하 변경에 따라 MGO chiller의 출구 온도가 ±2°C 이상 변하게 되면 엔진 시스템의 열응력을 발생시킬 수 있으므로 설정 온도에서 크게 벗어나지 않도록 온도

Received 11 January 2019, revised 12 March 2019, accepted 11 April 2019

Corresponding author Jungho Choi: +82-51-200-7787, tamuchoi@dau.ac.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1522-6080

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of Fall Conference of KSOE 2018 in Incheon.

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

를 제어하는 것이 중요하다(Kang et al., 2010).

MGO 출구 온도 유지를 위해서 Ryu.(2013)은 3-Way valve와 핫가스바이패스라인을 추가하여 온도 제어 성능을 보완하고 자동으로 온도 제어가 가능한 직접 냉각 방식 MGO cooler system을 구축하였고, Kang et al.(2010)은 대양에서는 HFO를 사용하고 근해에서는 MGO로 연료를 교체하는 Fuel change system에 들어가는 MGO cooler의 운전 제어 특성을 평가하였다. Lee et al.(2011)은 간접 냉각 방식 MGO cooler system에 핫가스바이패스라인과 전자팽창밸브를 추가하여 부하 변동 시에도 유기적인 운전이 가능하도록 하였다. 선행 연구들의 특징은 제어 방법이 PI(Proportional-integral control)제어에 한정적이고 추가적인 설비를 도입해야한다는 한계가 있다. 또한 급격히 엔진 부하가 변경될 때 MGO 온도를 제어하는 연구는 찾아보기 어려웠다. 하드웨어 구성에 의한 온도 제어뿐만 아니라 제어 방법에 따른 온도 제어에 관한 연구도 필요하다. 제어 기법을 볼 때, 일반적으로 많이 적용되는 PI 제어 이외에 Cascade 제어, MPC(Model predictive control)제어 등 특수 목적에 따라 개발된 제어 기법들이 있다(Qin et al., 2003). Pour et al.(2007)은 3가지 제어 알고리즘을 반응기 운전에 적용하여 응답성을 비교하였다.

본 연구는 HYSYS modeling을 통하여 MGO chiller 시스템을 구성하고 운전 조건 변경에 대한 다양한 제어 알고리즘의 온도 제어 동특성을 분석하고 요구 온도 조건 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 를 만족시키는 최적의 제어 기법을 찾는 것을 목표로 한다.

2. 연구 방법

2.1 MGO Chiller System

MGO chiller는 냉각 방법에 따라 직접/간접 냉각시스템으로 구분할 수 있는데, 본 연구에서는 아래의 Fig. 1과 같이 온도 제어 특성이 좋은 간접 냉각 방식 MGO chiller system을 고려하였다. Service tank에서 나온 약 45°C 의 Hot MGO를 MGO chiller에서 청수와 열 교환을 시켜 3cSt에 상응하는 18°C 까지 냉각한다. 이때, 엔진에서 요구하는 MGO 연료 조건은 ISO 8217:2017(ISO, 2017)에 의해 40°C 일 때, 최소 2cSt의 점도를 가지는 것을 요구하고 있으나 Port operation 이전에 항상 점도를 점검해야 하기 때문에 3cSt이상의 점도에서 엔진을 작동하기를 권장한다. 따라

서 40°C 에서 2cSt를 가지는 MGO를 3cSt로 만들기 위해 MGO chiller에서 18°C 까지 냉각시켰다(Kjeld, 2009). 냉매로 사용되는 청수는 냉매에 의해 냉각이 되며, 냉매 사이클은 On/Off 제어로 운전이 되어 청수 탱크 온도가 요구 온도보다 높을 시 냉매 사이클의 Compressor를 작동시켜 온도를 낮추고, 낮을 시에는 Compressor를 작동 중지시킨다.

2.2 제어의 종류

Cool MGO의 온도(PV, Process variables)를 요구 온도(SP, Set point)로 냉각시키기 위해서 청수(FW, Fresh water)의 유량이 조절된다. 유량을 조절하기 위한 제어 방법으로 다음과 같은 제어 알고리즘이 고려되었다.

PI(Proportional-integral control)제어는 Feedback control의 한 방법(Astrom and Haggland, 1995)으로서 외란이 발생하면 PV와 SP의 차인 $e(t)$ 를 기준으로 아래 식 (1)과 같이 OP(Output percent)를 구한다(Doyle et al., 1992).

$$OP(t) = K_c e(t) + \frac{K_c}{T_i} \int_0^t e(t) dt \tag{1}$$

K_c 는 비례 상수로서 이를 증가시키면 SP와의 Offset을 줄여 설정 값에 빠르게 도달시킬 수 있다. 그러나 무한히 크게 증가시키면 Closed loop system의 불안정성을 초래하여 발산할 위험이 있다. T_i 는 적분 상수로서 Error와 동등한 양만큼 이동하는데 필요한 시간으로 정의된다. T_i 를 크게 설정하면 적분 양이 적어져서 응답 시간이 줄어드나 PV값이 SP에 도달할 수 있을 만큼 충분히 작게 해야 한다(Choi and Jeong, 2016). PI제어는 일반적으로 가장 많이 사용되는 제어 알고리즘이지만 빠른 제어를 요구하고 운전 영역이 좁은 경우에는 Overshoot이 발생할 수 있다는 단점이 있다.

Cascade제어는 1차 Controller의 출력 신호에 의해 2차 Controller의 설정 값을 움직여서 행하는 제어로 기존 PI제어의 SP 값을 가변으로 하여 응답 성능을 빠르게 한다. 본 연구에서는 온도 변화의 원인이 엔진에서 소모되는 연료의 유량 변화율이므로 유량 변화율에 따라 SP가 변동이 되게 아래 Fig. 2와 같이 구성하였다. 이러한 방법은 OP값을 빠르게 작동시켜 Overshoot이 발생하는

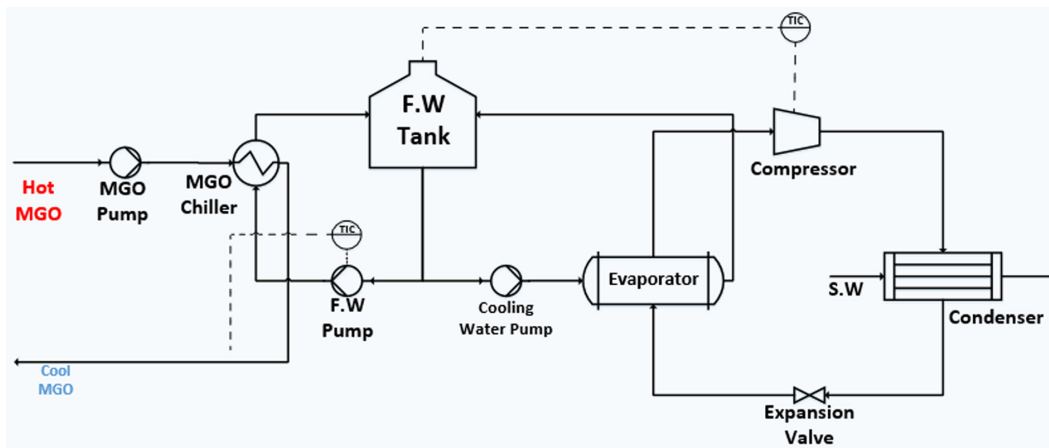


Fig. 1 Schematic diagram of indirect MGO chiller system

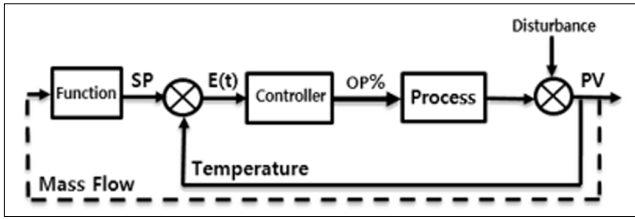


Fig. 2 Flow-temperature cascade control algorithm

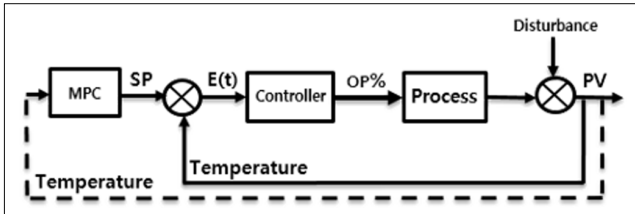


Fig. 3 MPC control algorithm

것을 막아준다.

MPC(Model predictive control)는 과거의 데이터로 반복 계산을 수행하여 최적의 제어 값을 선택하는 제어 알고리즘으로 석유 산업이나 화학 플랜트에서 많이 사용되는 제어 기법이다(Qin and Badgwell, 2003). MPC controller는 일정 시간 이전의 모델을 기반으로 하여 Input값을 대략적으로 도출하는 방법으로서 급격한 외란 발생 시 Overshoot이 발생하지 않고 빠르게 SP에 수렴할 수 있도록 하는 특징이 있다(Tuan et al., 2017). Pour et al.(2007)은 MPC-PID cascade제어를 위의 Fig. 3과 같이 구성하여 기존의 제어 알고리즘과 비교하였다. MPC-PID cascade제어는 현재의 SP가 PV에 어떠한 영향을 주는지 일정 시간동안 기록을 하고 이를 반영하여 최적의 미래 SP값을 유추하는 방법이다. 이후 이 SP값을 가지고 PID제어를 시행하게 된다. MPC-PID cascade제어는 외란에 의한 온도 변화율을 먼저 감지하고 이를 반영하여 제어를 하는 Feedforward control의 한 종류이다. MPC-PID cascade제어는 Direct MPC제어보다 속도는 느리지만 Overshoot가 발생하지 않고, 고속 제어 루프에 적합한 방법이다(Lee et al., 2000).

2.3 설계 기준

아래의 Fig. 4는 상용프로그램인 Aspen HYSYS를 이용하여 MGO chiller system을 Dynamic model로 구현한 모습이다.

Modeling에 사용된 상태방정식(EOS, Equation of state)은 Oil & Gas, 석유 화학 분야에서 가장 많이 적용되는 PR(Peng-robinson)을 사용하였다. 각 장비들은 Steady model을 통하여 장비 사이징을 하였으며 설계에 필요한 가정은 Table 1에 정리하였다. 이상적인 냉매 사이클에서 냉매는 Evaporator 출구에서 포화증기 상태이고, Condenser 출구에서 포화액 상태이다. 그러나 실제 냉매 사이클에서는 정확하게 포화증기, 포화액 상태로 제어하기 어렵고, 배관, 장비, 밸브에서의 압력강하를 피할 수 없으므로 Compressor와 Expansion valve의 후단에 10°C 온도 마진을 가정하여 보수적으로 설계하였다(Boles and Cengel, 2012).

HYSYS simulation은 대상 물질의 조성에 따라 장비의 크기와 물성치가 달라진다. 따라서 공정 내 대상 물질의 조성을 정확하게 정의하는 것이 중요하다. 그러나 MGO의 조성은 명확히 알려져 있지 않으므로, ISO8217:2017의 연료유의 특성을 참고하여 MGO와 유사한 동점성, 밀도, 비열을 가지도록 Hydrocarbon

Table 1 Assumption

Equipment	Assumption
	Phase change : Min approach 5 °C
Heat Exchanger	No phase change : LMTD 10 °C Pressure drop : 0.33 kPa (Shell, Tube side) Adiabatic efficiency : 75 %
Pump	Heat exchanger pressure drop considered (Pipe not considered)
Compressor	Adiabatic efficiency : 75 %
Valve	Isenthalpic process
Vessel	Volume : 1 m ³
Refrigerants	R-134a
MGO	C ₁₀ H ₂₂ : C ₁₄ H ₃₀ : C ₁₆ H ₃₄ : C ₁₆ H ₃₂ 0.4 : 0.09 : 0.48 : 0.03

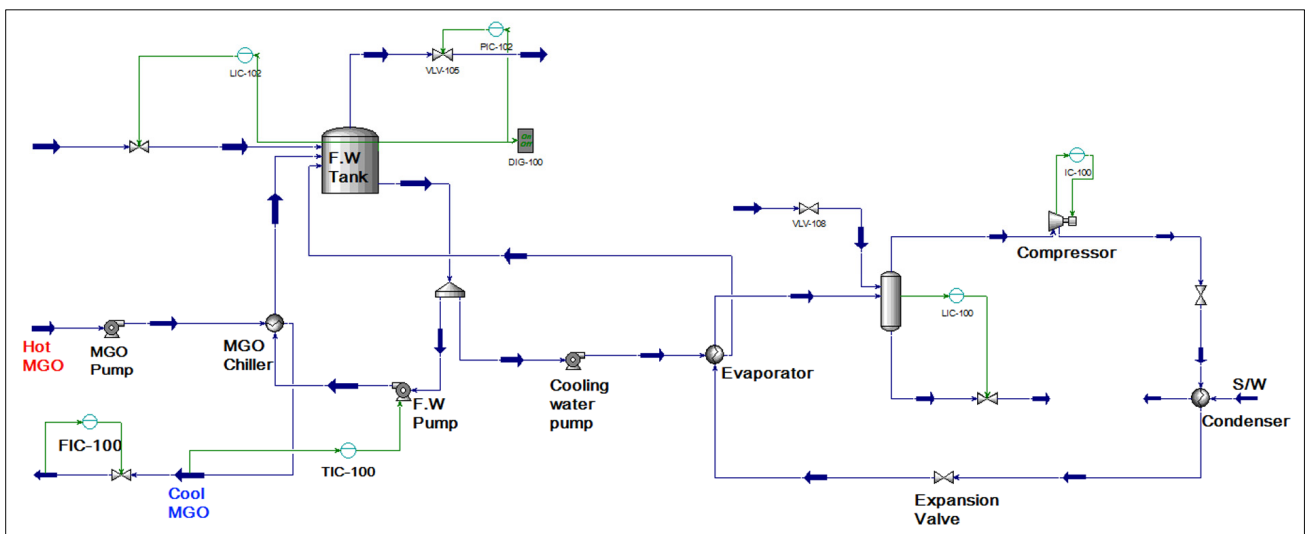


Fig. 4 MGO chiller control system

계열로 구성하여 가정하였다. ISO8217:2017에 따르면 DMA (Distillate marine fuel grade A) 연료 기준 40°C일 때 동점성이 2~6cSt, 15°C일 때 밀도가 838.2kg/m³, 비열이 0.48cal/g·°C이다. 가정된 연료유는 40°C일 때 동점성이 2.35cSt, 15°C일 때 밀도가 838.2kg/m³, 비열이 0.471cal/g·°C로 MGO와 유사하다.

2.4 튜닝 파라미터

각 제어 방법 별 온도 변화율을 보기 위해 Master 제어기인 PI제어기의 K_c , T_i 값을 각각 13.1, 4.5로 PI, Cascade, MPC제어에 모두 동일하게 적용하여 튜닝 파라미터가 온도 변화율에 영향을 주는 것을 방지하였다.

Cascade 제어는 Delay 2분을 적용하여 2분전 유량과 현재 유량을 비교하여 SP에 빠르게 도달하도록 하였으며, MPC 제어는 K_p (Process gain value)와 T_p (Process time constant value)를 2로 설정하고 Step response length를 150으로 하여 총 150개의 Model step response를 얻어 미래의 SP를 예측하였다.

2.5 케이스 정의

본 연구에서는 엔진의 부하 변동이 심한 보조엔진(Wärtsilä engines 12V50DF)의 운전 조건을 참조하여 동적 부하 변동에 따른 Normal, Instant, Emergency mode에서의 온도 변화 특성을 분석하였다. 운전 시나리오별 연료의 변화율은 아래의 Table 2에 도시하였다.

Table 2 Case definition

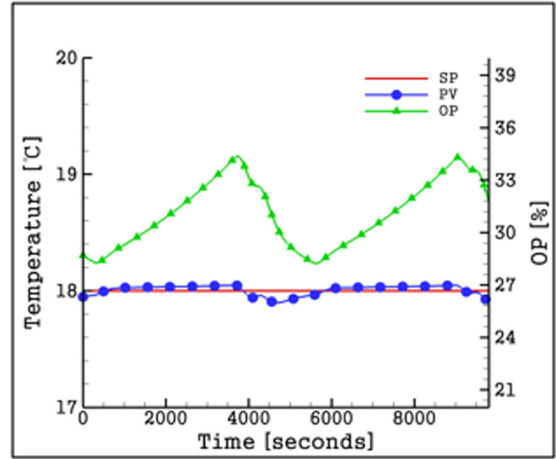
Case	Load change percent	
Steady mode	Maximum load [100 % Load]	2132 kg/h
	Minimum load [20 % Load]	426 kg/h
Dyn.-normal mode	Load Change [50 % ~ 100 % / 247 s]	1066~2132 kg/h
Dyn.-instant mode	Load change [33 %]	35~1769 kg/h
Dyn.-emergency mode	Load change [20 % ~ 100 % / 17 s]	426~2132 kg/h

3. 연구 결과

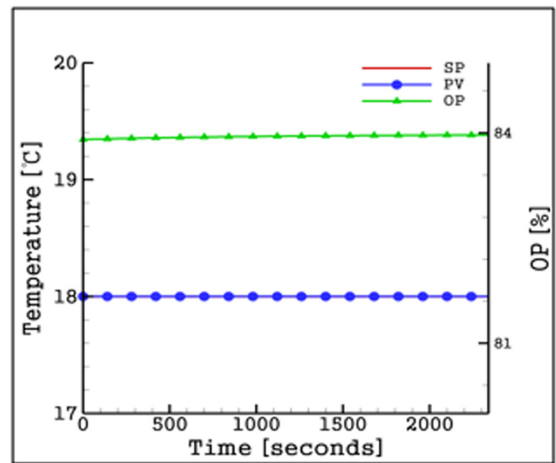
3.1 Steady state 운전 케이스

엔진 부하가 Maximum과 Minimum일 때, MGO chiller system이 어떻게 작동하는지 알아보기 위해 먼저 Steady mode의 동특성을 Fig. 5에 도시하였다. Maximum load일 때에는 온도 추종성이 좋아 SP와 PV가 일치하는 모습을 보이거나 Minimum load일 때에는 SP와 PV의 차이가 발생하고 이를 줄이기 위해 OP값이 변화하는 것을 알 수 있다.

간접 냉각 방식을 이용하는 MGO chiller 시스템에서 냉매 사이클은 청수의 온도에 따라 간헐적으로 운전이 되며 이때 Fig. 6에서와 같이 MGO chiller에서의 Duty와 Evaporator에서의 Duty의 차이만큼 청수의 온도가 변하게 된다. Maximum load일 경우 이 Duty의 차이는 적지만 Minimum load에서 Duty의 차이가 커지므로 청수의 온도 변화율이 Maximum load 운전 대비 커지게



(a) Minimum load



(b) Maximum load

Fig. 5 Temperature control characteristic in steady mode

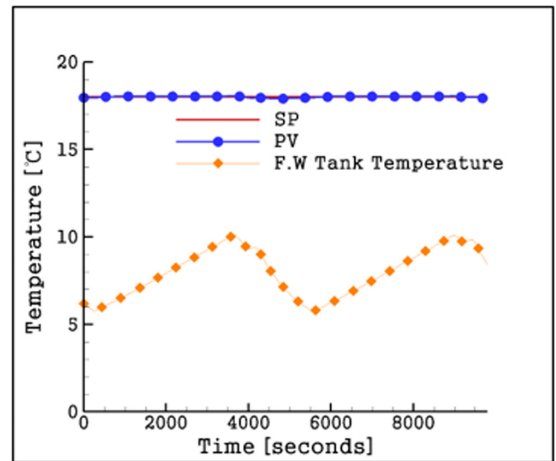


Fig. 6 F.W tank temperature variation in minimum load

된다. MGO chiller에서 청수의 입구 온도 변화가 상대적으로 심하게 되고 제어 입장에서는 가혹한 운전 조건이 되므로 MGO 출구 온도가 청수 온도에 따라서 변화가 발생한다. 부하에 따른 청수/냉매 사이클의 특성은 로드 변동 시 증가/감소에 대한 특성의 차이를 나타내게 된다.

3.2 Dynamic 운전 케이스

Fig. 7은 엔진 부하를 50%와 100% 로드로 부하 변경율을 정상 운전 모드로 변경했을 때 각 제어 알고리즘에서 시간에 따른 온도 변화를 나타낸 것이다. 냉매 시스템이 정지 상태로 존재하는 50% Load의 경우 부하의 증가는 청수의 온도를 상승시키고, 냉매 시스템이 가동하여 정상 상태에 이르기까지 청수의 온도는 계속 상승하게 된다. 이는 SP와 PV의 차이가 로드 증가시에 더 크게 발생하는 원인이 된다. PI제어 알고리즘의 경우 온도의 변화율은 16.8°C~19.1°C이고 Cascade, MPC제어 알고리즘을 적용했을 때의 온도 변화율은 각각 16.8°C~19.0°C, 17.7°C~18.3°C이다.

Cascade제어와 MPC제어는 PI제어와는 달리 외란에 의한 유량과 온도 변화를 반영하여 SP를 변경하며 PV값이 빠르게 SP에 도달할 수 있게 한다. 세 가지 제어 기법 모두 요구 온도 ± 2°C를 만족하나 MPC제어 알고리즘의 추종성이 가장 안정적으로 나타난다.

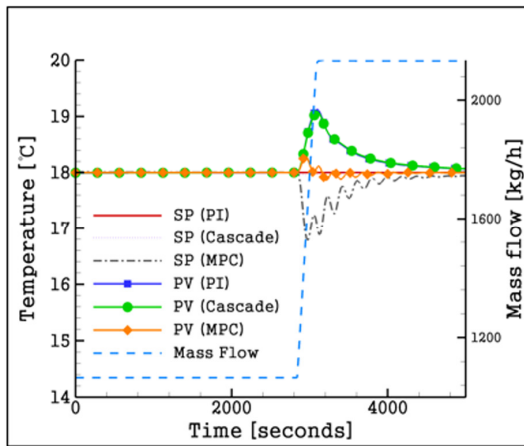
Fig. 8은 디젤 발전기의 기능 중 하나인 Instant load change (50~88%)일 때 시간에 따른 온도 변화를 나타낸 것이다.

Dyn.-normal 운전 케이스와 유사하게 Load up시에 온도 변화

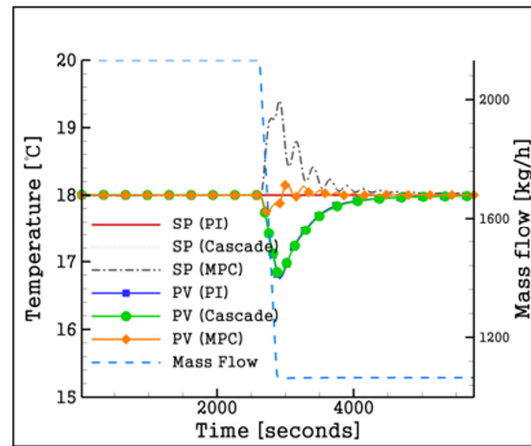
율이 Load down보다 크게 나타나며 PI, Cascade, MPC 제어 알고리즘을 적용했을 때 온도의 변화율은 각각 17.0°C~19.1°C, 17.0°C~19.0°C, 17.3°C~18.7°C로 나타난다. Dyn.-instant mode에서도 세 가지 제어 방법 모두 요구 온도±2°C를 만족하나 부하 증가 시 MPC제어 알고리즘의 경우 온도 변화는 Dyn.-normal case와 다르게 온도의 진동을 가지고 감소하면서 수렴하는 경향을 보인다. 일반적으로 MPC 제어의 경우 Instant load change에 더 좋은 수렴성을 보이나, MPC-PID cascade로 구성된 경우 제어의 특성은 PI제어가 Master 제어기의 역할을 하므로 PI제어와 유사한 경향을 보인다.

Fig. 9은 엔진 부하를 20%와 100% 로드로 부하 변경율을 비상 운전 모드로 변경했을 때 각 제어 알고리즘에서 시간에 따른 온도 변화를 나타낸 것이다. Dyn.-normal 운전 케이스와는 다르게 Load down시에도 온도의 변화율이 크게 나타나며 PI, Cascade, MPC제어 알고리즘을 적용했을 때 온도의 변화율은 각각 15.5°C~20.8°C, 15.7°C~20.5°C, 16.1°C~19.9°C로 나타난다. 이 중 MPC제어 알고리즘만이 온도 변화율 조건을 만족하며 좋은 수렴성을 보여준다.

Table 3는 각 운전 시나리오 별 개별 제어 기법 적용 시 MGO

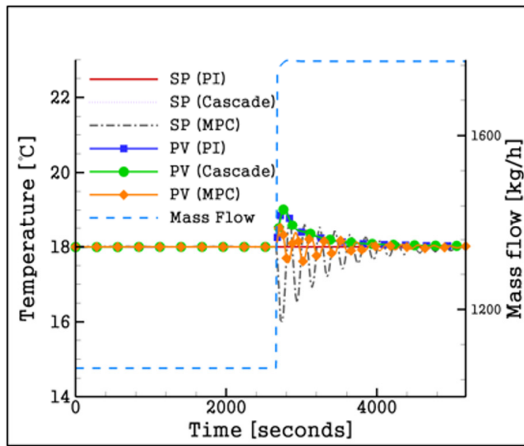


(a) Normal load up

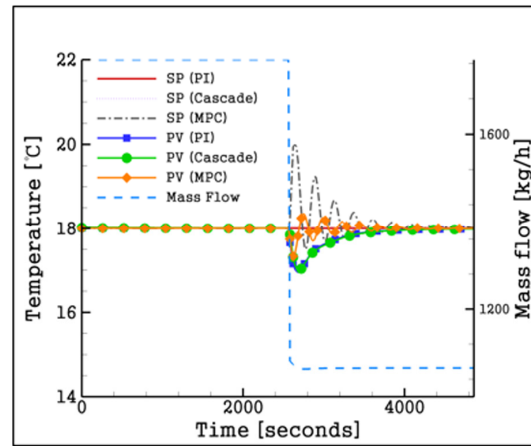


(b) Normal load down

Fig. 7 Temperature control characteristic in dyn.-normal mode



(a) Instant load up



(b) Instant load down

Fig. 8 Temperature control characteristic in dyn.-instant mode

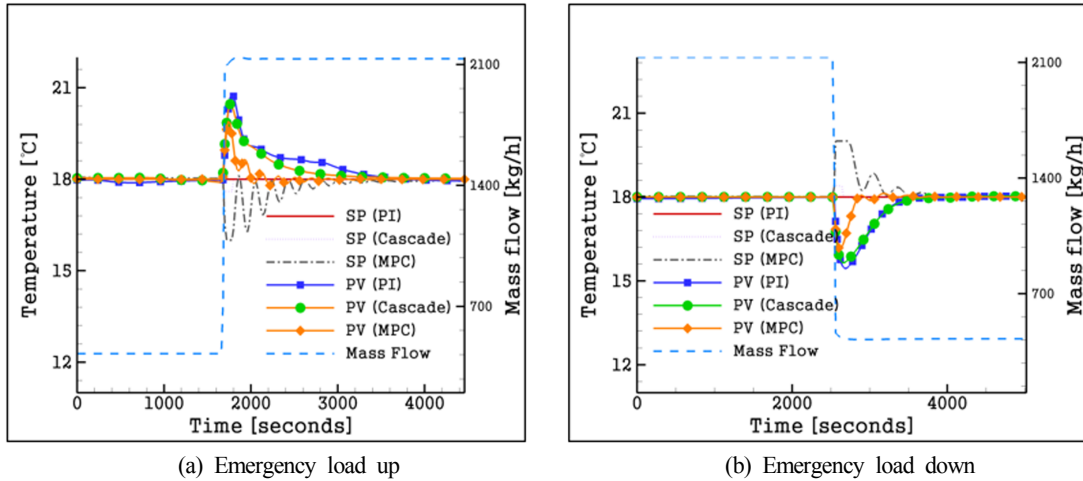


Fig. 9 Temperature control characteristic in dyn-emergency mode

Table 3 Comparison of temperature change due to load change in the various control method

Scenario	Load up			Load down		
	PI	Cascade	MPC	PI	Cascade	MPC
Dyn.-normal mode	19.1	19.0	18.3	16.8	16.8	17.7
Dyn.-instant mode	19.1	19.0	18.7	17.0	17.0	17.3
Dyn.-emergency mode	20.8	20.5	19.9	15.5	15.7	16.1

의 온도 영역을 도시하였다. 모든 운전 시나리오에서 Cascade 제어 방법이 PI제어보다 좋게 보이나 유의미한 차이를 보이지는 않는다. MPC제어 기법의 경우 PI제어 대비 약 5% 향상된 온도 분포를 보인다. 특히 MPC제어 기법만이 Dyn-emergency mode에서 요구 온도±2℃를 만족한다. 이러한 온도 변화율은 실제 선박에 적용되었을 때 밸브의 Actuator type이나 Pump의 반응 속도에 따라 더 커질 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 엔진 부하 변동에 따른 간접 냉각 방식의 MGO chiller에 대하여 적용 가능한 제어 기법을 적용하여 출구 온도 동특성을 분석하였다.

- (1) MPC제어 기법의 온도 추종성이 가장 좋게 나타나고 PI제어 기법이 가장 안 좋은 온도 추종 특성을 보인다.
- (2) Dyn-normal, Dyn-instant와 같은 운전 모드에서는 모든 제어 기법이 엔진의 요구 조건을 만족하나 Dyn-emergency mode에서는 MPC제어 기법만이 요구 조건을 만족한다.
- (3) Dyn-instant load up 운전 모드에서 MPC제어의 운전 특성이 다른 제어 기법과 다르게 진동이 운전 온도 영역 내에서 발생하는데, 이를 줄이기 위한 추가적인 연구가 필요하다.

향후 본 연구를 바탕으로 실증 설비를 구성하여 실증 연구를 수행 할 예정이다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부와 (주)마이텍의 지원으로 수행된 연구 결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다(P0003359).

References

Astrom, K., Hagglund, T., 1995. PID Controllers: Theory, Design and Tuning. Second edition, International Society of Automation.

Boles, M.A., Cengel, Y.A., 2012. Thermodynamics: An Engineering Approach. 4th Edition, McGraw-Hill, Korea.

Choi, D.K., Jeong, S.K., 2016. PI Controller Design Based on Characteristic Parameters and Zero Position Adjustment for an Oil Cooler System. Journal of the Korean Society for Power System Engineering, 20(4), 83-90. <https://doi.org/10.9726/kspse.2016.20.4.083>

Doyle, J.C., Francis, B.A., Tannenbaum, A., 1992. Feedback Control Theor. Macmillan Pub. Co., New York.

ISO, 2017. Petroleum Products-Fuels(class F)-Specifications of Marine Fuels. ISO 8217:2017.

Kjeld, A., 2009. Operational Guidelines to Operating MAN B&W 2-Stroke Engines on Disillate Fuels. Journal of the JIME, 44(6), 888-893. <https://doi.org/10.5988/jime.44.888>

Kang, T.W., Choi, W.J., Bae, J.R., Jang, J.W., Han, S.J., Ryu, K.S., Park, C.K., 2010. Evaluation of Control Characteristics for Indirect Type MGO Cooler System. Journal of the Korea Society of Marine Engineering, 97-100.

Lee, H.Y., Han, S.J., Ryu, K.S., Park, C.K., Choi, W.J., Bae, J.R., Jang, J.W., Kang, T.W., 2011. MGO Viscosity Control for Indirect Type MGO Cooler System. Proceedings of The Korean Society of Mechanical Engineers Fall Conference, 1066-1069.

Lee, Y., Lee, J.H., Park, S., 2000. On Interfacing Model Predictive Controllers with Low-level Loops. Industrial and Engineering Chemistry Research, 32(1), 92-102. <https://doi.org/10.1021/>

ie990372k

- Pour, N.D., Montazeri, A., Poshtan, J., Jahed Motlahgh, M.R., 2007. Two Case Studies for Applying Model Predictive Controllers on Chemical Processes. The-33rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society(IECON), 580-585. <https://doi.org/10.1109/IECON.2007.4460024>
- Qin, S.J., Badgwell, T.A., 2003. A Survey of Industrial Model Predictive Control Technology. *Control Engineering Practice*, 11(7), 733-764. [https://doi.org/10.1016/S0967-0661\(02\)00186-7](https://doi.org/10.1016/S0967-0661(02)00186-7)
- Ryu, K.S., 2013. Design and Evaluation of Temperature Controller for Direct Type MGO Cooler System. Graduate School of Industry, Pukyong National University, 4-8.
- Tuan, T.T., Tufa, L.D., Mutalib, M.I.A., Olakunle, K.R., 2017. An Hysys Simulation of Dynamic Process using Linear Offset Free MPC with an Empirical Model. *Indian Journal of Science and Technology*, 10(7), 1-5. <https://doi.org/10.17485/ijst/2017/v10i7/111454>

Development of Doubler Plate Design System for Ship Structure Subjected to In-plane Combined Loads and Lateral Pressure

Juh-Hyeok Ham^{ID*}

**Department of Mechatronics Engineering, Halla University, Wonju, Korea*

면내조합하중과 횡압 하의 선박 이중판 설계시스템 구축

함주혁^{ID*}

**한라대학교 메카트로닉스공학과*

KEY WORDS: Doubler plate design 선박 이중판 설계, Optimal design of ship structure 선박 최적구조설계, Structural analysis 구조해석, Structural design system 구조설계 시스템, In-plane combined load and lateral pressure 면내 조합하중과 횡압, Equivalent plate thickness 등가 판두께

ABSTRACT: A design system was developed for the doubler plate of a ship structure simultaneously subjected to in-plane loads and lateral pressure based on general dimensions and those of a representative ship structure. An equivalent design equation that considers various structural design parameters was derived by introducing the equivalent plate thickness theory, and the design of the doubler plate reinforcement of the ship structure was developed. A hybrid structural design system was established for a doubler plate simultaneously subjected to in-plane loads and lateral pressure consisting of two modules: an optimized design module and a double plate strength & design review module. The practical application of this design system was illustrated to show its usability. It was found that the design safety of the doubler plate was ensured, and this system could be used as an initial design guide to review the double plate reinforcement for a dent or corrosion of the ship plate members. Using the developed design system would make it possible to obtain a more reasonable doubler plate structure that considers the rational reinforcement of plate members of ship structures. In addition, a more reliable structural analysis using a strength evaluation process can be performed to verify the efficiency of the optimum structural design for the doubler plate structure.

1. 서 론

외부 충격에 의한 국부적인 판의 찌그러짐(Dent)과 맨홀이나 배관통로 등 피할 수 없는 구멍 혹은 일부 판의 국부적 심한 부식이나 변형 등 각종 원인으로 선박 판부재에 대한 국부적 강도 손실이 발생하게 되면 각각에 대한 적절한 보강이 필요하다. 그 보강법 중 하나로 선박 판부재의 구조강도 보강을 위해 판 위에 판으로 덧붙이는 방식의 이중판 보강법은 강도상의 문제나 규정상의 사용규제(KR, 1999)로 편이한 방법이나 일반적으로 사용치 않는 보강법이다. 그러나 기관실 선박판부재의 간단한 국부적 보강이나 수선을 목적으로 기관실엔진을 크레인 탑재를 통해 옮긴 뒤 새 블록으로 대체하는 등의 큰 보수 공정을 통해 고비용의 수선작업이 발생되기도 한다.

반복하중을 받지 않고 강도 상 큰 무리가 없는 기관실 바닥 등의 특정 구역의 경우에 한정하여 이중판 보강법이 간편한 보수 및 수리가 예상될 수 있는 경제적 보강법으로 사료된다. 그러나, 이러한 강력한 주장에도 개선하고 싶으나 이중판 설계 지침과 관련된 초기 구조설계지침 등과 관련된 자료 등이 전 무하여 현장 보수 설계자의 관점에서 보면 난감한 실정이 현실이다.

따라서 본 연구가 조그만 새로운 시도의 가능성이라도 열어 볼까 해서 시작하게 되었다.

이와 관련하여 본 연구는 이전의 면내하중의 연구(Ham, 2001; Ham, 2017)에 이어 면내조합하중과 횡압을 동시에 받는 이중판 구조설계시스템을 구축하는데 있다.

Received 21 May 2018, revised 8 February 2019, accepted 22 February 2019

Corresponding author Juh-Hyeok Ham: +82-33-760-1236, jhham@halla.ac.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1572-0791

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of KAOST 2018 in Jeju

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

2. 적용 판부재 및 이중판 보강 개요

적용 판부재는 일반 상선의 선박 판부재에서 표준 모델을 정하고자 하였다. 따라서 국내건조선의 데이터가 잘 축적되어 있는 국내 대형선박건조사의 산적화물선을 대상으로 내저판의 중보강재와 늑판재로 보강된 판부재를 대표적인 판부재로 삼았다. 세장비와 가로세로비의 자료(Ham, 1999)를 활용하였다. 따라서 가로세로비(=a/b)는 3이고 세장비(=b/t√σ₀/E)는 약 2.7인 표준 구조치수를 기준 선박 판부재 구조로 선정하였다. 여기서 a는 판부재 길이, b는 판부재 폭, t는 판부재 두께, σ₀는 항복응력 그리고 E는 탄성계수이다.

선박 판구조의 중앙에 주판(Main plate)과 같은 치수의 판을 사용하여 단일판의 면적의 중심부에 1/4로 대칭적으로 이중판이 설치되는 형태를 이중판 보강의 표준 구조치수(Fig. 1 하부 참조)로 하고 선박 이중판 길이, 폭, 두께 그리고 주판 부식의 영향에 따른 보강법을 체계적으로 변경한 그 개요를 Fig. 1의 상부에 나타내었다. 이 제시한 개요는 그림과 같이 이중판 내저판의 단일 판부재만을 대상으로 일정한 주판길이에 따른 선박 이중판 길이의 변화에 따른 비(a_d/a), 일정한 주판 폭에 따른 이중판 폭의 변화에 따른 비(b_d/b)를 12.5% ~ 87.5% 영역에서 12.5% 마다 7단계 변화시켰고, 일정한 주판두께에 따른 이중판 두께를 변화한 비(t_d/t)는 25% ~ 175% 영역에서 25% 마다 7단

계 그리고 일정 주판두께에 따른 이중판 부식두께의 변경한 비(t_c/t)를 0% ~ 87.5% 영역에서 12.5% 마다 8단계로 변화시키면서 이중판 보강의 각종 설계치수의 변화에 따른 각종 파라메타의 영향을 고려한 총 29가지 경우의 비선형 구조해석 결과(Ham, 2003)를 다음 3절에서 정식화의 일부 자료로 활용하였다. 여기서 판의 부식은 이중판 보강영역 이내의 판에 국부적 부식이나 맨홀 혹은 불가피한 배관 구멍 등에 의한 평균두께 감소의 경우에 한하며 판 전체 부식의 경우는 고려치 않았으나 판의 평균적인 부식이 심각한 경우는 판두께에서 평균부식 두께를 감하여 이중판 부착 판부재의 강도를 손쉽게 평가할 수 있으며 본 연구에서는 일차적으로 국부부식이나 구멍의 경우에 대한 평균 두께 감소만을 고려대상으로 하였다.

3. 이중판 보강을 고려한 판부재 설계식의 도입

이중판으로 보강된 선박 판부재의 구조강도 평가를 위해 먼저 이중판이 보강되지 않은 판부재만의 설계이론 및 정식화를 간략히 소개한다.

3.1 면내 조합하중과 횡압 하의 판부재 강도 설계식

선박 판부재에 받을 수 있는 하중들이 다양하므로 본 연구에서 다루고 있는 하중인 면내 조합하중과 횡압이 동시에 작용하는 경우에 대한 판부재 좌굴강도를 평가하는 식으로 저자 등이 개발한 아래의 식 (1)을 도입하였다(Paik et al., 1992a).

$$\left\{ \frac{\sigma_x + \sigma_{r_{ex}}}{R_{sx} \cdot \sigma_{xcr}} \right\}^{\alpha_1} + \left\{ \frac{\sigma_y + \sigma_{r_{ey}}}{R_{sy} \cdot \sigma_{ycr}} \right\}^{\alpha_2} - \eta_a \leq 0 \quad (1)$$

여기서,

- η_a : 판부재 좌굴 안전계수(1.0이 통상임)
- σ_x, σ_y : 각각 단일판 길이, 폭 방향의 면내압축응력(면내인 장응력 작용시는 0으로 취급)
- σ_{xcr}, σ_{ycr} : 각각 단일판 길이, 폭 방향의 임계좌굴응력
- σ_{r_{ex}}, σ_{r_{ey}} : 각각 단일판 길이, 폭 방향의 면내잔류응력
- R_{sx}, R_{sy} : 면내 전단하중 인자(변수 α₃, α₄ 포함됨)
- α₁ - α₄ : 단일판의 폭-두께비(=b/t√σ₀/E)와 가로-세로비(=a/b)에 따른 상수

R_{sx}, R_{sy}와 α₁ - α₄에 관한 내용은 수식이 많아 구체적으로 표기할 수 없으며 자세한 사항은 문헌(Paik et al., 1992a)을 참고하기 바란다.

본 단일판의 좌굴강도식은 각종 면내작용하중만이 아니라 동시에 수압 등의 횡압을 받을 경우 직사각판의 탄성 좌굴강도해석에 의한 하중-처짐(P-W) 곡선의 거동 혹은 하중-처짐 곡선이 불명확한 경우는 P-W² 선도를 이용하여 판의 강도를 평가하였다(Paik et al., 1992a).

$$\sigma_{xcr}^* = R_{qx} \cdot \sigma_{xcr} \quad (2)$$

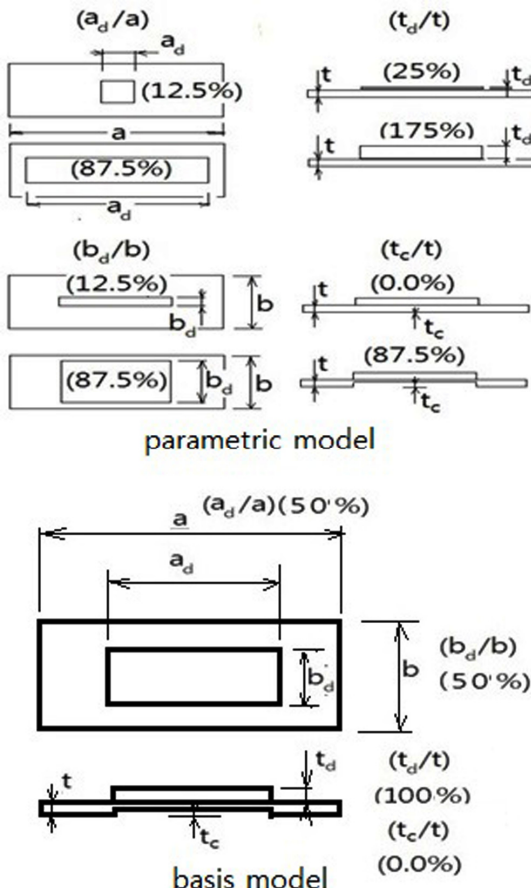


Fig. 1 Parametric variation and basis model of doubler reinforced plate members

여기서,

$\sigma_{x_{cr}}^*$: 횡압과 판길이 방향으로 면내 압축력 작용시의 좌굴응력

R_{q_x} : 면내 판길이 방향의 횡압의 영향을 나타내는 파라메타

$$R_{q_x} = (1 + \alpha Q)^{1/2} \tag{3}$$

$$\alpha = 0.025(a/b)^2 - 0.155(a/b) + 0.360 \quad \text{for } \sqrt{2} \leq a/b \leq 4$$

$$= 0.14 \quad \text{for } 4 \leq a/b$$

$$Q = \frac{q^4}{Et^4}$$

식 (2)는 식 (1)에서 판부재에 횡압을 받는 경우에 임계좌굴응력이 횡압의 영향을 받는 파라메타로 곱해져 작용됨을 일축만 간략히 설명하였다. 또한 식 (1) 내에서 탄소성 대변형 유한요소 해석결과에 따른 판부재의 소성 수정식은 저자 등이 개발한 다음 식을 활용하였다(Paik et al., 1992b).

$$\sigma_{cr} = \sigma_E \quad \text{for } 0.5 > \sigma_E/\sigma_0$$

$$= \sigma_0 \{ -0.0874 (\sigma_E/\sigma_0)^4 + 0.5857 (\sigma_E/\sigma_0)^3 - 1.5631 (\sigma_E/\sigma_0)^2 + 2.0784 (\sigma_E/\sigma_0) - 0.2165 \}$$

$$\quad \text{for } 0.5 \leq \sigma_E/\sigma_0 \leq 1.9$$

$$= \sigma_0 \quad \text{for } 1.9 \leq \sigma_E/\sigma_0 \tag{4}$$

여기서,

σ_0 : 항복응력

σ_{cr} : 면내 일축압축력이 작용할 때의 임계좌굴응력(판 길이방향 경우 $\sigma_{x_{cr}}$)

σ_E : 면내 일축압축력이 작용할 때의 Euler 탄성좌굴응력(판길이 방향의 응력인 경우 σ_{x_E})

이상과 같이 판부재 좌굴강도 식을 판부재만의 강도평가로 국한하여 이중판 평가의 기본 토대가 되어 미리 소개하였다.

3.2 판부재 만의 강도와 세장비 간의 상관관계 도출

이중판이 부착되지 않은 표준 판부재만에 면내 조합하중과 횡압이 동시에 작용하는 판부재의 비선형 탄소성 시리즈 구조

Table 1 Flat plate strength

β_F (Slenderness ratio)	σ_F/σ_0
1.229	0.521
1.258	0.496
1.288	0.472
1.319	0.447
1.352	0.424
1.387	0.400
1.423	0.379
1.462	0.356
1.502	0.334
1.545	0.314
1.591	0.293

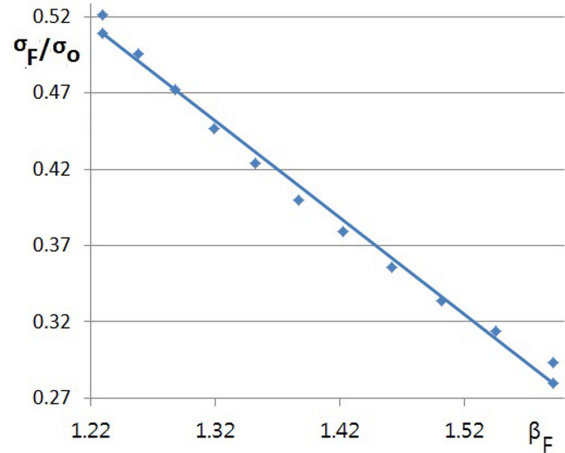


Fig. 2 Correlation curve of flat plate between slenderness ratio, β_F and normalized strength, σ_F/σ_0

해석을 통하여 판부재만의 세장비에 따른 강도치를 Table 1에 나타내었다. 여기서, 평판의 초기 처짐은 횡압의 영향과 같은 형태로 포함시킬 수 있어 본 연구에서는 별도로 추가시키지 않았다. 이에 따라, Fig. 2와 같은 1차식이나 식 (5) 혹은 식 (6)과 같은 2차식으로 판부재 만의 강도(σ_F/σ_0)와 세장비(β_F) 간 상관관계의 표현이 다음과 같이 가능하다(Ham, 2003).

$$\frac{\sigma_F}{\sigma_0} = 2.571 - 2.473\beta_F + 0.655 \beta_F^2 \tag{5}$$

$$\beta_F = 2.441 - 3.664 \frac{\sigma_F}{\sigma_0} + 2.578 \left(\frac{\sigma_F}{\sigma_0}\right)^2 \tag{6}$$

여기서, $\frac{\sigma_F}{\sigma_0}$: 평판 판부재 만의 강도

β_F : 평판 판부재 만의 세장비

σ_0 : 항복응력

따라서 상기식을 이용하여 이중판 부착 이전 판부재만의 강도와 판부재의 세장비 간의 상관관계가 얻어질 수 있다.

3.3 이중판 보강 판부재의 등가평판두께 도입

앞서 3.2절에서는 기준모델의 세장비를 변화시키면서 탄소성 대변형 구조해석을 통해 평판 판부재만의 강도와 세장비와 강도 간의 상관관계를 살펴보고 본 절에서는, 이중판 보강 판부재의 강도의 변화 영향을 살펴보기 위해 등가평판두께의 개념을 도입한다. 이중판이 부착되지 않은 평판부재가 각종 면내 조합하중과 횡압이 동시에 작용하는 경우에 계산되는 좌굴강도는 당연히 평판의 강도이다. 만약 이 강도가 이중판이 부착된 이중판 보강 판부재의 강도와 같으면 이중판이 부착되지 않은 일반 판과 강도가 같은 등가 평판부재의 두께로 볼 수 있다.

이와 같은 관점에서 앞서 소개한 Fig. 1 하부의 기준모델에 대한 이중판 부착 판부재의 강도변화를 등가평판두께 개념으로 도출하여 보고자 한다. 이를 위해, 먼저 판부재 좌굴강도식과 수치해석(Ham, 2003)을 통해 얻을 수 있는 등가평판 강도의 상관관계 도출을 위해 비선형 구조해석에서 구한 등가평판강도와

Table 2 Normalized buckling stress & slenderness ratio correlation table

β_B (Slenderness ratio)	σ_B/σ_0
1.946	0.521
2.003	0.496
2.033	0.472
2.080	0.447
2.130	0.424
2.164	0.400
2.217	0.379
2.254	0.356
2.312	0.334
2.352	0.314
2.393	0.293

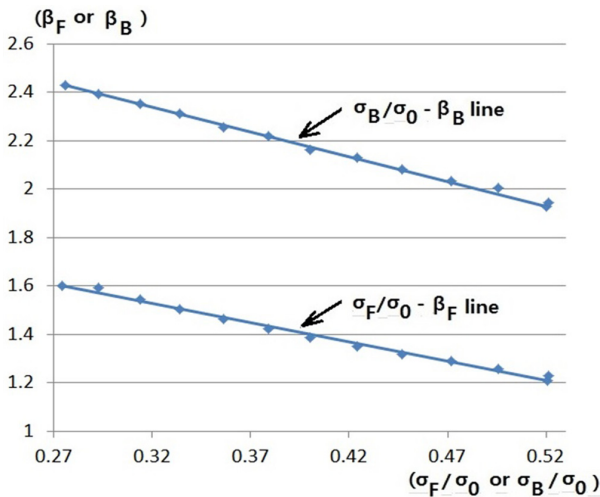


Fig. 3 Strength correlation between doubler reinforced plate and flat plate

대응한 강도를 가지는 세장비를 식 (1)의 평판의 좌굴강도식을 이용하여 도출하여 보았다. 그리고 좌굴하중, σ_B 에 대한 두께를 얻을 수 있는 세장비 β_B 와의 상관관계를 Table 2에 소개하였다.

한편 이를 Fig. 2와 같은 한 좌표 상에 표현하면 세장비(β_F)-응력(σ_F/σ_0)선도는 Fig. 3로 나타낼 수 있다. 따라서 본 그림에서 두 선들 간에는 비교적 일정한 간격의 평행관계를 유지하고 있다고 간주하여 다음의 선형식 (7)로 근사화 해 보았다.

$$\beta_F = \beta_B - 0.933 + 7.679 \frac{\sigma_B}{\sigma_0} \quad (7)$$

여기서, σ_0 : 항복응력

β_F : 평판 세장비

$\frac{\sigma_B}{\sigma_0}$: 이중판 부착 판부재의 강도

따라서 수치해석으로 얻은 Fig. 2와 Fig. 3에서 같이 나타낸 이중판 부착 판부재의 좌굴평가식과의 상관성에 따라 구한 식 (7)

으로 부터 설계대상의 이중판 구조의 강도에 합당한 등가평판 두께가 설계될 수식 (7)과 같이 제시될 수 있다.

3.4 각종 설계 영향인자를 고려한 등가평판 두께의 도출

표준 이중판 모델(Basis model)은 Fig. 1에서 제시한 바와 같이 기본적 이중판 강도평가로 형상이 표준치에 대한 것이다. 즉, 판부재와 같은 두께의 이중판, 판부재 면적의 1/4면적의 이중판, 이중판 하부의 두께 감소를 고려치 않은 경우에 대해 판부재 세장비 변화에 따른 이중판 보강판부재의 강도를 등가평판 두께로 도출할 수 있게 하였다. 따라서 다음 단계의 강도평가단계는 각종 형태의 이중판 구조에 적용할 수 있게 표준 이중판 모델을 기준으로 다양한 변화가 가능하게 4가지 파라메타들인 K_{t_c} , K_{t_d} , K_{b_d} 그리고 K_{a_d} 를 도입하여 식 (8)의 형태로 이중판으로 보강된 판부재 등가두께 식을 나타내었다. K_{t_c} , K_{t_d} , K_{b_d} 그리고 K_{a_d} 는 각각 보강용 이중판 두께, 이중판 길이, 폭 그리고 부식된 주판의 판두께 변화에 따라 등가평판 두께에 곱하는 무차원 수정계수로서, 각 설계 파라메타들의 변화에 따른 다양한 비선형 수치해석 결과를 기초로 하여 근사화시킨 제시식 (8)의 타당성은 Fig. 4에서와 같이 수치해석 결과와 근사식과의 상관관계를 보여주고 있다. 이로부터, 보다 정밀한 구조해석을 위해 초기 구조설계의 치수로 사용하기 위한 등가두께를 제시하는 데는 큰 무리는 없다고 사료되어 본 설계시스템에서 이중판 보강 판부재의 설계에 적용하였다.

$$t_{eq} = K_{t_d} K_{a_d} K_{b_d} K_{t_c} t_F \quad (8)$$

여기서, $K_{t_d} = 0.184t_d/t + 1.031$ for $0.25 \leq t_d/t \leq 0.75$

$= 0.023t_d/t + 1.142$ for $0.75 \leq t_d/t \leq 1.75$

$K_{b_d} = 0.389a_d/a + 0.969$ for $0.125 \leq a_d/a \leq 0.625$

$= 0.048a_d/a + 1.186$ for $0.625 \leq a_d/a \leq 0.875$

$K_{t_c} = 0.221b_d/b + 1.063$ for $0.125 \leq b_d/b \leq 0.5$

$= 0.048b_d/b + 1.148$ for $0.5 \leq b_d/b \leq 0.875$

$K_{a_d} = -0.060t_c/t + 1.171$ for $0 \leq t_c/t \leq 0.25$

$= -0.339t_c/t + 1.251$ for $0.25 \leq t_c/t \leq 0.875$

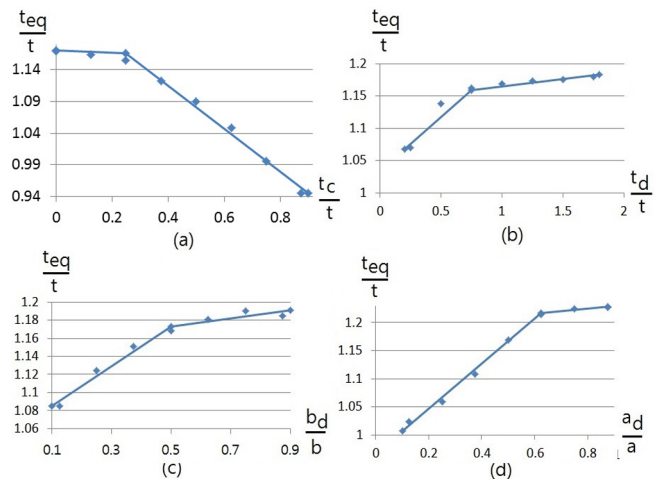


Fig. 4 Various normalized influence coefficients

4. 하이브리드 구조설계시스템

앞 절에서 언급된 면내하중과 횡압을 동시에 받는 선박 판부재 이중판 설계 연구를 위한 구조설계 시스템은 기존의 최적설계(Ham, 1997; Ham, 2011)와 다르게 독립적인 강도검토 단계가 연계되어 구조설계 최적화와 구조 변경을 독립적 혹은 복합적으로 상호 보완될 수 있게 최적화 모듈과 설계를 위한 강도검토 모듈이 맞물려 운영되는 하이브리드의 형태를 가진다.

4.1 구조설계 최적화 모듈

본 최적화 구조설계 모듈에서는 설계시스템을 위해 GRG (Generalized reduced gradient) 알고리즘(Lasdon and Waren, 1978)으로 최적화를 수행하며 이를 위한 이중판 구조의 정식화 개요를 살펴본다. 최적화를 위한 정식화는 먼저 목적함수로 식 (9)에서 표현된 $g_p(X)$ 는 보강판 체적으로 간단한 1차수식인 세 변수 X_1, X_2, X_3 의 곱의 형태로 각각 판의 두께, 길이이다. 제약조건을 살펴보면 복잡한 좌굴설계식 형태의 식 (10)이며 식 (1)에 그 상세를 나타냈으며 이 식을 만족하면서 최적 구조 치수를 탐색한다.

$$g_p(X) = X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \tag{9}$$

$$g_1(X) = \left\{ \frac{\sigma_x + \sigma_{rex}}{R_{sx} \cdot \sigma_{xcr}} \right\}^{\alpha_1} + \left\{ \frac{\sigma_y + \sigma_{rey}}{R_{sy} \cdot \sigma_{ycr}} \right\}^{\alpha_2} - \eta_a \leq 0 \tag{10}$$

식 (10)의 기호 정의는 3장의 식 (1)의 기호를 참조 바란다.

4.2 강도 점검과 설계 치수 검토 모듈

앞서 소개한 바와 같이 이중판 판부재 강도와 최적 설계 검토를 추정하는 본 설계시스템을 컴퓨터를 이용한 비주얼 프로그래밍으로 손쉬운 입력으로 설계강도 검토와 판부재의 적합한 설계 치수를 간단히 구할 수 있는, 면내하중과 횡압을 동시에 받는 이중판으로 보강된 판부재 설계 및 강도평가 시스템을 구축하였고, 그 설계시스템의 한 예를 Fig. 5에 나타내었다. 이 설계시스템의 상층은 16개의 기본 입력자료(상좌측 9개, 상 우측 7개)로 표시된다. 좌측부 9개는 기본 판부재 치수입력과 판부재가 받는 하중관련 입력자료이다. 우측은 동일재료 시 그 입력값이 잘 변화하지 않는 입력자료이다. 시스템 화면의 하부에서는 최적화 설계단계에 필요한 목적함수, 설계변수와 제약조건이다. 여기서 목적함수는 판부재의 체적이므로 판부재의 폭과 길이가 일정하게 주어진다면 설계변수로는 판두께가 된다.

제약조건은 앞서 소개한 식 (10)으로 0이하이면 강도를 만족한다. 본 시스템은 제시한 입력항목에 대해 설계가 적합한지의 판단이나 최소 판두께를 제공하여 선박 판부재 설계나 파라메트릭 연구에 좋은 지침이 될 수 있다고 사료된다. 하지만, 앞서 설명한 최적구조 설계시스템은 설계자입장에서는 블랙박스로서 이용되기 쉬워 구조강도에 대한 설계 감각적 판단에 직접 결부되기 쉽다. 이러한 난점을 보완하기 위해 강도 및 설계 검토용 설계 판단화면을 Fig. 6에 준비하였다.

앞서 수행된 최적화 수행과정에서 강도검토 항목별로 구조판

Design system of plate member for buckling strength of ship structure					
Input data					
Basic Data of Plate	a	240	Basic Fixed Input Data(If Same Material)		
	b	80			
	t	1.50			
Load Data	σx	250		E	2.10E+06
	σrex	50		σ0	2400
	σy	150		v	0.3
	σrey	50	na	1	
	τ	100	kx	4	
Pressure	q	0.25	ky	1.23	
			π	3.14	
Object Function					
	V	28800	Left Basic Input Right Fixed Input		
Design variable					
	t	1.50			
Constraints					
	g1	-0.91			

Fig. 5 Design system of ship plate member for buckling strength (initial stage)

Intermediate evaluation system of plate member design for buckling strength					
Safety evaluation					
Buckling Design Equation(FB <= 0)		-0.91	Design Accept!!		
αx/σxcr	0.13 s.f.	7.56	FB + ηa		
αy/σycr	0.19 s.f.	5.20			
τ/τcr	0.08 s.f.	12.61			
Total s.f.		10.96			
Intermediate design processing					
Buckling Design Strength Data(Biaxial Load+Pressure)	σE	567.3	Pressure Data		
	σxcr	1889.2		Rqx	1.06
	σycr	779.4	Rgy	0.95	
	σyE	779.4	γ	0.12	
		Q	0.96		
		α1	2.00	Direct Consideration at Exponent of Equation	
		α2	2.00		
		σocr	7144.99	Considering in σxcr & σycr	
		σp	1440.00		
		Other	3.00		
		β	0	processing data	
		D	649038.46		
Doubler strength evaluation processing					
Input Data of Doubler	a_d	120	Derivation of Basic Equivalent Thickness		
	b_d	40			
	t_d	1.00			
	t_c	0.5			
Equivalent Thickness(t_ea)	2.69		Evaluation Parameters of Equivalent Thickness considering Various Effects		
				β_B	1.803
				β_F	1.488
				t_P	1.818
				t_c/t	0.333
				t_d/t	0.667
				b_d/a	0.500
				a_d/a	0.500
				k_tc	1.138
				k_td	1.154
		k_bd	1.174		
		k_ad	1.164		
Shear strength data					
		Rsx	1.00		
		Rsy	1.00		
		α3	2.88		
		α4	2.80		
		τcr	1261.28		
		τE	3859.76		
		ks	5.78		
		τ0	1385.64		

Fig. 6 Design evaluation system of plate & doubler for buckling strength of ship structure(initial stage)

련 설계치와 관련된 안전계수 등을 제공하여 원하는 설계방향을 검토하면서 동시에 최적화를 수행할 수 있고 구조설계자의 설계 감각을 유지한 상태에서 다양한 단계적 최적구조설계를 가능하게 하는 하이브리드 설계시스템으로 사료된다.

본 연구에서 강도 및 설계 검토용 설계 판단화면은 세 그룹으로 구성된다. 우선 첫 그룹은 판부재의 안전성 평가에 관련된 것으로 좌굴설계식에 대한 강도의 적정설계 여부를 제공하는데 하중 전체와 각 하중성분에 대한 각각의 안전계수를 보여준다. 두 번째 그룹은 복잡한 설계식과 관련된 각 설계 계수들을 항목별로 일목요연하게 현재 구조설계 된 각 파라메타의 값들을 제시한다. 마지막으로 설계된 판부재에서 특정영역의 손상 시 초기설계된 두께의 이중판 보강을 수치적 구조해석 없이 간이등가두께를 제공해주어 이중판 판부재의 강도건전성을 확보해 준다. 이중판 치수 평가는, 독립적인 후반부에서 평가되고 있으며 차후 최적화 단계를 추가할 계획이다.

5. 이중판 판부재 설계

앞서 설명한 이중판 설계 시스템을 활용해 선박 판부재 설계와 판부재의 부식손상의 보강용 이중판 설계의 예를 살펴본다.

5.1 선박 판부재 치수 검토

Fig. 7의 이중판 설계시스템에 초기설계 치수를 입력한 후 그 치수의 적합성은 맨 아래 제약조건식(Constraints) 값이 0 이하여야 한다. 따라서 한 예로 실제로는 설계된 값으로 값이 바뀌어 있어 본 화면에서 확인 할 수 없으나 판길이 240cm, 폭 80cm 두께 1cm(현재는 최적 설계 되어 그림 상 0.93로 바뀜)인 사면지지된 강판부재에 평균잔류응력 포함 길이 향과 폭 방향 압축응력이 300kgf/cm²(29.42MPa), 200kgf/cm²(19.61MPa) 그리고 100kgf/cm²(9.81MPa)의 하중이 작용하는 경우 제약조건이 -0.39(현재는 최적설계되어 그림 상 0.0로 바뀜)을 제시해주어 0이하이므로 좌굴강도에 적합함을 알 수 있다. 그리고 두 번째 평가화면인 Fig. 8의 상부그룹을 통하여 면내 3가지 하중 성분에 대한 각각의 응력차원에서의 안전계수는 5.74, 1.77 그리고 11.06(현재는 그림 상 5.42, 1.37 그리고 10.65임)을 보이고 총 안전계수는 1.64(현재는 최적설계 후로 그림 상 1.0로 바뀜)를 보이고 있어 비교적 적정설계임을 알려주고 있고 그 하부의 그룹은 좌굴평가를 위한 각종 설계파라메타의 값들을 참조용으로 제공해 준다.

5.2 선박 판부재 최적설계

앞선 초기 설계에 의한 기본 판부재 치수의 좌굴평가가 잘 이루어지면 그 치수를 최종 설계값으로 사용할 수도 있으나 여기서는 재료절감 등의 목적을 위해 판부재 최적설계가 필요한 경우로 제약조건 하의 판두께 최소화를 위한 최적설계를 수행하였고 그 결과가 Fig. 7에 나타내었다. 1.0이었던 초기두께가 0.93인 최적두께 감소를 주면서 0인 값의 제약조건이 제시되었다. 또한 평가화면 Fig. 8의 상부에 세가지 면내응력에 대한 안전계수는 각각 5.42, 1.37와 10.65이며 총 안전계수는 1.00으로 적정설계임을 보여주고 있다.

Design system of plate member for buckling strength of ship structure				
Input data				
Basic Data of Plate	a	240	Basic Fixed Input Date(If Same Material)	
	b	80		
	t	0.93		
Load Data	Biaxial & Shear Stress	σ _{rex}		250
		σ _{rey}		50
	Pressure	τ		100
		q	0.25	
Object Function		v	17945	
Design variable		t	0.93	
Constraints		g1	0.00	

Fig. 7 Design system of ship plate member for buckling strength (final stage)

Intermediate evaluation system of plate member design for buckling strength				
Safety evaluation				
Buckling Design Equation(FB <= 0)		0.00	Design Accept!!	
σ _x /σ _{ocr}	0.18	s.f.	5.42	
σ _y /σ _{ocr}	0.73	s.f.	1.37	
τ/τ _{cr}	0.09	s.f.	10.65	
Total s.f.		1.00		
Intermediate design processing				
Basic Buckling Strength Data(Biaxial Load+Pressure)	σ _{EF}	259.1	Pressure Data	
	σ _{ocr}	1354.5		
	σ _{EF}	1377.4		
	σ _{ocr}	205.4		
Exponent of Design Equation considering Elasto-Plastic		α ₁	2.00	
Other processing data		α ₂	2.00	
		σ _{ocr}	2897.10	
		σ _p	1440.00	
		β	3.00	
		D	157008.52	
Doubler strength evaluation processing				
Input Data of Doubler	a_d	120	Derivation of Basic Equivalent Thickness	
	b_d	40		
	t_d	1.00		
	t_c	0.5		
Equivalent Thickness(t _{eq})	1.59		β _B	2.894
			β _F	2.485
		t _P	1.088	
		t _c /t	0.535	
		t _d /t	1.070	
		b _d /b	0.500	
		a _d /a	0.500	
		k _{tc}	1.070	
		k _{td}	1.167	
		k _{bd}	1.174	
		k _{ad}	1.164	
Shear strength data				
		R _{sx}	1.00	
		R _{sy}	1.00	
		α ₃	2.88	
		α ₄	2.80	
		τ _{cr}	1065.32	
		τ _E	1498.52	
		ks	5.78	
		τ ₀	1385.64	

Fig. 8 Design evaluation system of plate & doubler for buckling strength of ship structure(final stage)

5.3 이중판 보강 판부재의 강도설계 검토

이중판 보강판부재의 형상을 Fig. 1에 소개하였으며 단일 이중판 보강 표준 판부재는 두께변화는 정확히 표현 할 수 없으나 Fig. 1의 하부와 같다. 마지막으로 앞선 최적치를 계속 사용한 것으로 보고 판부재 정 중앙부 120cm × 40cm 범위에 평균적 손상두께가 0.5cm 정도 발생해 이 직사각 0.5cm의 주판 부식영역에 두께 1cm의 이중판 보강이 필요한 경우에 이중판 길이 120cm, 폭 80cm, 판두께 1cm 그리고 주판의 손상두께 0.5cm의 단순 입력만으로 선박판부재의 등가두께는 1.59cm가 됨을 Fig. 8 좌측 하부에 나타내었다. 보강판부재의 강도검토 단계에서 최소두께 0.93cm 이상으로 안전성이 어느 정도 확보됨을 간이적 방법으로 파악할 수 있다고 사료된다.

6. 결 론

일반적이고 대표성 있는 선박구조치수를 기준으로 면내하중과 횡압을 동시에 받는 선박 이중판의 설계시스템을 개발하였다.

등가판두께 접근법을 통하여 설계 파라메타 영향인자의 고려한 판부재 등가설계식 도출하였고 선박 이중판 보강 판부재의 설계를 정식화하였다.

또한, 최적화 설계 모듈과 이중판 강도 및 설계 검토 모듈의 두 파트로 구성된 면내하중과 횡압을 동시에 받는 하이브리드 이중판 구조설계시스템을 구축하였다. 또한, 설계시스템의 실제 적용 예를 소개하여 본 시스템의 활용성을 구체적으로 제시하였다.

이에 따라 면내하중과 횡압을 동시에 받는 이중판 보강 판부재의 설계 안전성이 간이적인 방법으로 손쉽게 초기설계가 가능하여 판부재의 국부손상 혹은 부식 등에 따른 이중판 판부재를 활용한 설계의 검토를 위한 초기설계 가이드로 충분히 활용될 수 있다고 사료된다.

후 기

본 연구는 논문발행일 기준으로 2019학년도 한라대학교 자율형 교비 학술연구비의 지원에 의한 것으로 이에 관계자 분들께 감사를 드립니다.

References

- Ham, J.H., 1997. A Study for Rationalization of Lifting Lug Design of Ship Block. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 11(3), 249-261.
- Ham, J.H., 1999. Strength Evaluation of Doubler Plate of Ship Structure subjected to the Longitudinal In-plane Compression. *Proceedings of the Annual Autumn Meeting, the Society of Naval Architects of Korea*, 471-474.
- Ham, J.H., 2003. Strength Evaluation of a Doubler Plate of Ship Structure Subjected to the In-plane Combined Load and Lateral Pressure Load. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 40(6), 37-48.
- Ham, J.H., 2011. Parametric Design Considerations for Lifting Lug Structure on Ship Block. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 25(2), 101-107.
- Ham, J.H., 2017. Development of Doubler Design System for Ship Plate Members Subjected to In-plane Shear and Biaxial Compressive Loads. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 54(3), 242-249.
- Korea Register of Shipping (KR), 1999. Internal Regulation of KR Inspection, Regulation of Inspection 30211, 3-2-12(Rev. 32. 37)-3-2-19.
- Lasdon, L.S., Waren, A.D., 1978. Generalized Reduced Gradient Software for Linearly and Nonlinearly Constrained Problems. in : Greenberg, H.J. (Ed.) *Design and Implementation of Optimization Software*, Sijthoff and Noordhoff, Holland, 335-362.
- Paik, J.K., Ham, J.H., Kim, U.N., 1992a. A New Plate Buckling Design Formula. *Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, 171, 267-274. <https://doi.org/10.2534/jjasnaoe1968.1992.267>
- Paik, J.K., Ham, J.H., Ko, J.Y., 1992b. A New Plate Buckling Design Formula(2nd Report) - On the Plasticity Correction. *Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, 760, 756. https://doi.org/10.14856/technom.760.0_756_2.

Welding Distortion Characteristics of Door Openings According to Changing Shape of Stiffener

Dong-Hun Lee^{1*}, Jung-Kwan Seo^{2**}, Myung-Su Yi^{3***} and Chung-Min Hyun^{1***}

¹Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

²The Korea Ship and Offshore Research Institute, Pusan National University, Busan, Korea

³Ship and Offshore Research Institute, Samsung Heavy Industry Co. Ltd., Geoje, Korea

Door Opening부의 보강재 형상변화에 따른 용접 변형 특성

이동훈^{1*} · 서정관^{2**} · 이명수^{3***} · 현충민^{1***}

^{*}부산대학교 조선해양공학과

^{**}부산대학교 선박해양플랜트기술연구원

^{***}삼성중공업 조선해양연구소

KEY WORDS: Welding distortion 용접변형, Door openings 개구부, Thin-plate structure 박판 구조물, Shape of stiffener 보강재 형상

ABSTRACT: Welding often results in welding distortion during the assembly process. The welding distortion of thin-plate structures such as the living quarters of ships and offshore installations is a more significant problem than in the case of thick-plate structures. Pre-stressing/heating and fairing, which are additional works to mitigate and control welding distortion, are inevitable, and the construction planning is accordingly delayed. In order to prevent welding distortion and minimize the additional work during the assembly process, increasing the plate thickness and/or the number of stiffeners may be a simple solution, but it may give rise to problems related to cost and weight. In this study, the welding distortion control effect of the type of stiffeners on the door openings of various living quarter structures was investigated using an experimental method and a finite element method. The results showed the feasibility of mitigating and controlling the welding distortion, and the optimum selection of the type of stiffeners was confirmed.

1. 서 론

선박 및 해양구조물에서 다양한 구조부재 중 박판(Thin plate)은 생산성 및 중량 등의 관련한 장점으로 강도부재로 널리 활용되고 해양플랫폼 용 거주구(Living quarter, LQ)의 구획을 생성하기 위한 비강도부재로도 활용되어지고 있다. 그러나 박판구조물은 구조강도 측면에서 다양한 박판특성으로 인한 강도저하 현상(좌굴, 잔류응력 등)이 발생하고 이를 위한 검토가 설계단계부터 면밀하게 이루어지고 있다. 특히 생산과정 중 열에 의한 작업(용접, 곡직 등)으로 발생하는 열좌굴, 각변형이 현상문제로 (Fig. 1) 빈번히 보고되고, 이는 공정 지연으로 이어져 막대한 생산비용 손실을 초래한다. 따라서 설계단계 뿐만 아니라 생산 공정 단계에서 박판 구조물의 다양한 변형에 관련된 예측, 관리

및 제어 기술 개발이 지속적으로 요구되고 있고 관련한 예측 및 제어 방안이 활발하게 연구가 진행되고 있다(Hong et al., 2014; Ha and Yi, 2015; Yang and Bae, 2018).

박판구조에 대한 강도부재로 좌굴 및 최종강도에 대한 정밀한 비선형해석기법 및 다양한 복합하중 하에 구조강도의 설계 기술은 많은 연구개발과 관련 규정들을 통해 확립 되어졌다. 또



Fig. 1 Failure mode of thin-walled panels in offshore living quarters

Received 29 January 2019, revised 28 March 2019, accepted 11 April 2019

Corresponding author Jung-Kwan Seo: +82-51-510-2415, seojk@pusan.ac.kr ORCID: http://orcid.org/0000-0002-3721-2432

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of Fall Conference of KSOE 2018 in Incheon.

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

한 최근 비강도부재로의 박판 용접에 의한 변형 예측에 관련한 간이 해석법 및 경험식에 관련한 연구도 활발히 진행되고 있다 (Seo et al., 2018; Yi et al., 2018). 그러나 생산 공정 중에 발생하는 열변형 및 복합하중에 의한 추가변형 제어를 위하여 현장에서 활용되어지는 곡직에 연관된 복합하중해석은 단순 단일하중을 이용한 해석적 검토 또는 경험적인 현장문제 해결(Heo and Kim, 2003; Kim et al., 2010)법으로 접근하고 있다. 따라서 체계적이고 시스템적인 측면에서 정량적인 생산하중 정립을 통한 변형제어 기술이 요구되고 있다.

특히, 조선 및 해양플랫폼 건조 시 공법에 따른 중/대조 및 사전탑재(Pre-erection, PE) 단계별로 다양한 생산하중에 변화에 따른 지속적인 변형이 발생하고 변형제어를 위한 곡직작업이 빈번히 발생하고 있고, 탑재(Erection, E) 후 과정에서도 리프팅(Lifting) 및 장비 설치에 따른 하중변화 등 복합적인 공정흐름에 따른 추가변형이 발생하고 이에 반복적인 곡직 및 강제변위법등을 이용하여 변형 제어를 하고 있는 실정이다.

따라서 생산 공정 중에 발생하는 용접에 의한 열하중 이외의 시스템적인 복합하중의 원인을 규명해야 한다. 그러나 이러한 현상은 생산 공정에 대한 거시적인 하중의 명확한 이해와 대상 구조의 복잡한 기하학적인 구조형상 및 재료적인 비선형거동에 대한 수치해석 및 실험적인 방법을 통하여 해결할 수 있다.

이에 본 연구에서는 선행연구로 생산 공정에 따른 곡직수행으로 인한 박판구조의 구조강도 및 강성 저하의 원인을 파악하기 위해 단일판을 대상으로 유한요소해석 절차 제안하고 이를 통한 곡직에 의한 강도 변화 특성 분석을 수행하였다. 또한, 실제 변형 발생이 많은 Door opening(개구부)부의 곡직 작업을 최소화하기 위하여, 보강재 형상 변경을 통한 변형저감 효과를 수치해석과 실증 실험을 통해 검증하였다.

2. 과도곡직에 의한 박판구조의 강도 특성

2.1 수치해석절차

생산공정에서 널리 사용되는 변형제어법인 곡직은 변형된 구조의 평탄도를 만족시키기 위하여 Fig. 2와 같이 변형이 일어난 부재에 열을 가해, 온도 구배에 의한 수축력의 차이를 이용하는 변형제어 방법이다. 하지만 곡직 작업으로 인하여 추가 잔류응력변화와 응력 평형상태가 불안정화로 이루어지며, 그 영향으로 공정상에서 발생하는 생산하중에 의한 추가 변형이 발생하게 된다.

이에 본 연구에서는 곡직에 의한 평탄도 및 잔류응력이 판의 구조강도에 미치는 영향을 알아보기 위해 다음의 해석절차를 제안하고 결과를 분석하였다(Fig. 3).

- (1) 용접에 의한 변형 및 잔류응력 고려: 용접에 의한 초기 처짐 입력 후, 응력 평형 상태 유지 해석
- (2) 곡직에 의한 잔류응력 적

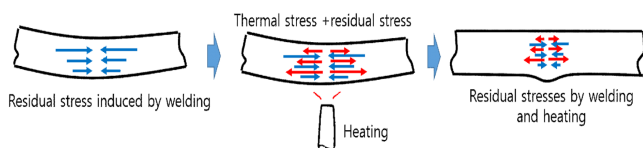


Fig. 2 Mechanism of fairing process by heating method

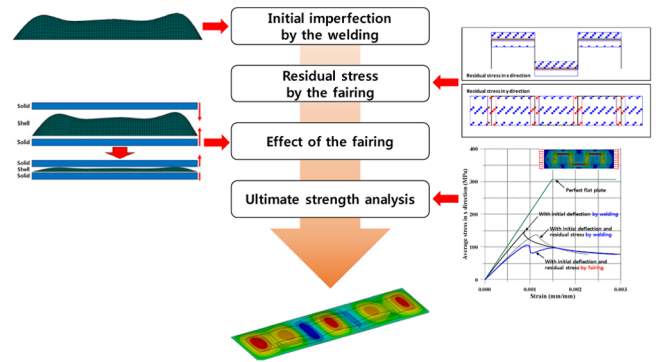


Fig. 3 Procedure for finite element analysis considering both welding and fairing

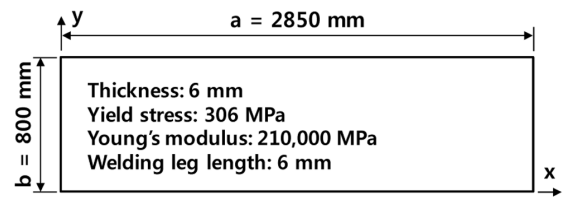
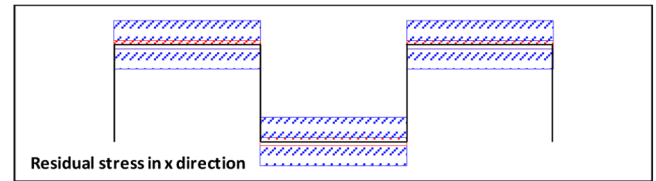
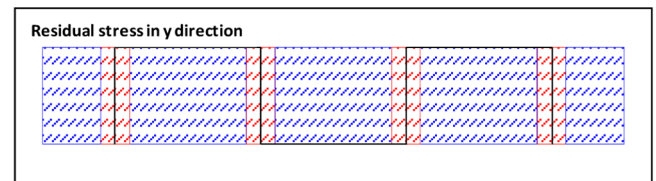


Fig. 4 Target structure in living quarter



(a) Residual stress distribution in x direction



(b) Residual stress distribution in y direction

Fig. 5 Applied residual stresses considering fairing at a stress equilibrium state

- (3) 강제변위해석을 통한 곡직에 의한 평탄도 해
 - (4) 비선형 구조강도거동 해석
- 적용된 대상 구조물은 용접 및 곡직의 영향을 크게 받는 거주

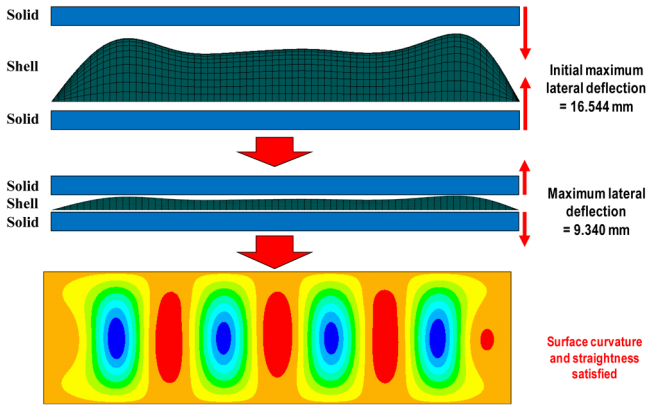


Fig. 6 Flow for considering the effect of fairing on a flatness

구인 대표적인 박판 부재를 선정하여 곡직의 강도특성 분석을 수행하였다(Fig. 4). 초기 처짐 형상은 대표적인 용접 초기형상 Hungry horse 모드(Paik, 2018)를 고려하였다. 또한, Cheng et al. (1996)이 제안한 잔류응력 모델을 이용하여, 곡직에 의한 잔류응력 및 잔류응력 발생 영역을 고려하였다.

곡직에 의한 잔류응력 적용을 위하여 이상화된 과도곡직선을 Fig. 5와 같이 잔류응력 형태로 적용하였다. 전술한 것과 같이 곡직은 용접에 의하여 변형이 발생한 판을 평탄도 및 직진도 위한 제어 범으로 Fig. 6과 같이 대상 판 부재를 강제 지그모델 통하여 곡직평탄도 해석을 수행하였다.

해석결과로 용접에 의한 최대 초기 처짐은 16.544mm이고, 평탄도를 복원하기 위하여 강제변위 이후 최대 처짐은 9.34mm로 감소한 것을 확인 할 수 있다(Fig. 6). 실제 완벽한 곡직제어를 통한 처짐 0mm으로 되어져야 하나 본 연구에서 적용된 강제변위 이후 처짐량은 판의 탄성 복원량으로 볼 수 있다.

2.2 곡직에 의한 박판 구조강도 거동특성

생산공정의 용접 및 곡직의 따른 강도 특성 분석을 위하여 4가지의 공정상에 발생하는 결함에 대한 판의 종방향 압축강도 특성을 분석하였다. 특성분석의 위한 초기결함은 Case I은 초기 결함(처짐 및 잔류응력) 미적용, Case II는 용접에 의한 처짐 적용, Case III은 용접에 의한 처짐 및 잔류응력 적용, Case IV는 용접과 곡직에 의한 처짐 및 잔류응력에 대한 결함특성을 해석 모델에 각각 적용하였다.

Fig. 7은 각기 다른 결함특성을 가지는 판의 압축강도 거동특성 결과이며, Table 1과 Table 2는 초기결함에 따른 최종강도 및 구조강성을 나타내고 있다. 예상된 결과와 같이 결함이 없는 이상적인 판(Case I)에 비하여 초기결함을 가지는 구조물은 구조강성 및 강도가 큰 폭으로 떨어지는 것을 확인 할 수 있으며, 특히, 잔류응력이 고려됨에 따라 강성이 저하됨을 볼 수 있다.

Table 1 Ultimate strength of plates depending on initial imperfections

Case	Ultimate strength [MPa]	Ratio (/Case I)
I	306.00	1.000
II	150.09	0.490
III	137.24	0.448
IV	105.69	0.345

Table 2 Structural stiffness of plates until proportional limit depending on initial imperfections

Case	Stiffness [MPa]	Ratio (/Case I)
I	205,844	1.000
II	167,413	0.813
III	136,520	0.663
IV	124,707	0.606

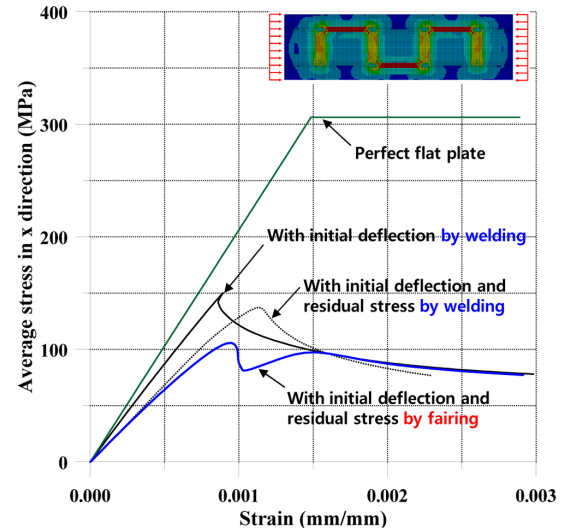


Fig. 7 Effect of initial deflection and residual stress by welding or fairing

또한, 곡직 효과를 고려한 판의 경우, 다른 판에 비하여 최종 강도 및 강성이 작으며, 이는 곡직을 적용한 판의 경우 작은 하중에도 변형이 크게 발생함을 나타낸다. 이를 통해 생산 공정단계에 따라 발생하는 변형의 수정을 위해 수행되는 지속적인 곡직작업의 영향으로 구조물의 강도 및 강성이 초기 구조설계 강도에 비해 감소할 수 있다는 것이 확인되었다. 곡직작업이 수행된 구조물에 생산공정 및 운영시의 예측하지 못한 외부하중이 작용함에 따라 추가 변형이 발생할 가능성이 있기 때문에, 이에 대한 검토가 생산 및 설계단계에서 이루어져야 한다.

3. Door opening 부의 변형 제어 기법

2장의 결과와 같이 박판 구조물은 용접 변형과 용접 후 곡직으로 인한 구조 강성 및 강도 저하가 일어나는 것이 확인하였다. 이에 따른 곡직에 의한 추가 변형 발생 현상을 개선하기 위해서는 곡직 과정을 최소화시킬 수 있는 선제적인 변형 저감 방안이 요구된다. 이에 본 연구에서는 보강재 변경을 통해 기하적인 구조 강도 및 강성을 확보함으로써 용접 변형을 저감효과를 분석하였다.

3.1 보강재 형상

본 연구에서 대상으로 하는 해양플랫폼 거주구의 Door opening부는 기하학적인 불연속등 관련된 원인으로 현장에서 곡직 등 관련된 변형제어가 빈번이 일어나는 구조이다. 따라서 실제 해양플랫폼 거주

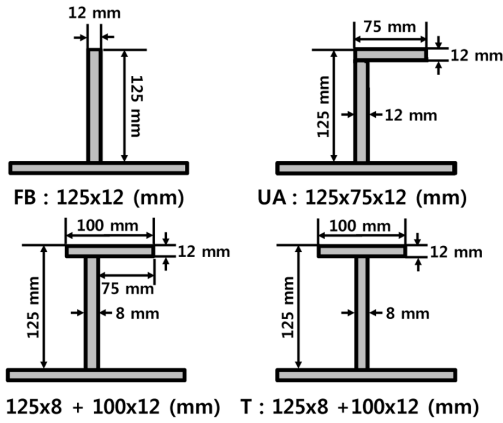


Fig. 8 Typical dimensions of stiffeners which are used at shipyards

Table 3 Stiffness of plates until proportional limit depending on initial imperfections

Type	Weight [kg/m]	Geometrical moment of inertia [mm ⁴]	Rotational restraint parameter
FB	54.2	7.0E+06	0.463
UA	53.0	9.6E+06	0.477
L2	58.9	1.5E+07	1.602
T	58.9	1.5E+07	1.602

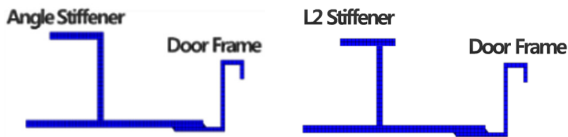


Fig. 9 Proposed stiffener type change for deformation control

구의 Door opening의 주변 보강재형상 변화에 따른 변형제어 대하여 실험과 수치해석 기법을 이용하여 적용성을 검토하였다.

Fig. 8은 국내 조선소에서 거주구 Door opening부의 사용 및 사용 가능한 보강재들의 치수이고, Table 3은 각 보강재의 단면 2차 모멘트와 회전구속도를 나타내고 있다. T-형 타입의 보강재의 경우, 단면 2차 모멘트 및 회전구속도 측면에서 FB(Flat bar) 및 UA(Unequal angle) 비해 장점이 있으나 보강재 형상에 따른 Door frame 주변부재와 간섭영향으로 적용성이 어렵다.

따라서 기존의 앵글 타입 보강재에 T-형 타입의 장점인 단면 물성치를 확보하면서 설치간섭을 피할 수 있는 L2 보강재형상이 채택되었다(Fig. 9). 따라서 기존의 앵글형태 보강재와 L2형상 보강재의 형상에 따른 용접에 의한 변형에 대한 저감 효과를 수치해석과 실험적으로 비교 분석하였다.

3.2 Door Opening부의 실험

보강재 형상변화를 통한 Door opening부 변형제어 검증을 위하여 (1) 선종별(액화천연가스운반선, 원유운반선, 컨테이너운반선, 해양플랜트), (2) 용접방법(연속 용접, 단속 용접), (3) Door 형상별(문형 및 해치형) 등에 대하여 널리 알려진 실험계획법 중 일반완전요인 계획법을 이용하여 실험계획을 수립하였다. 총 32개의 실험시나리오가 고려되었으며, Taguchi method(Taguchi and Konishi, 1987)를 이용하여 최종 8개의 실험 대상 구조물이 선정되었다. Table 4에 선택된 모델의 높이, Door opening부 형상, 용접방법, 보강재 형상 그리고 Wall의 판 두께를 나타내었다. 모델 1-4는 Door opening부에 문턱이 있는 ‘문형’이며, 모델 5-8은 문턱이 없는 ‘해치형’으로 정의하였다.

Fig. 10은 선정된 8개의 대상 구조물의 주요치수 및 용접법에 대한 상세 정보이고, 세부적으로 모델 1, 2는 ‘문형’ 거주구 구

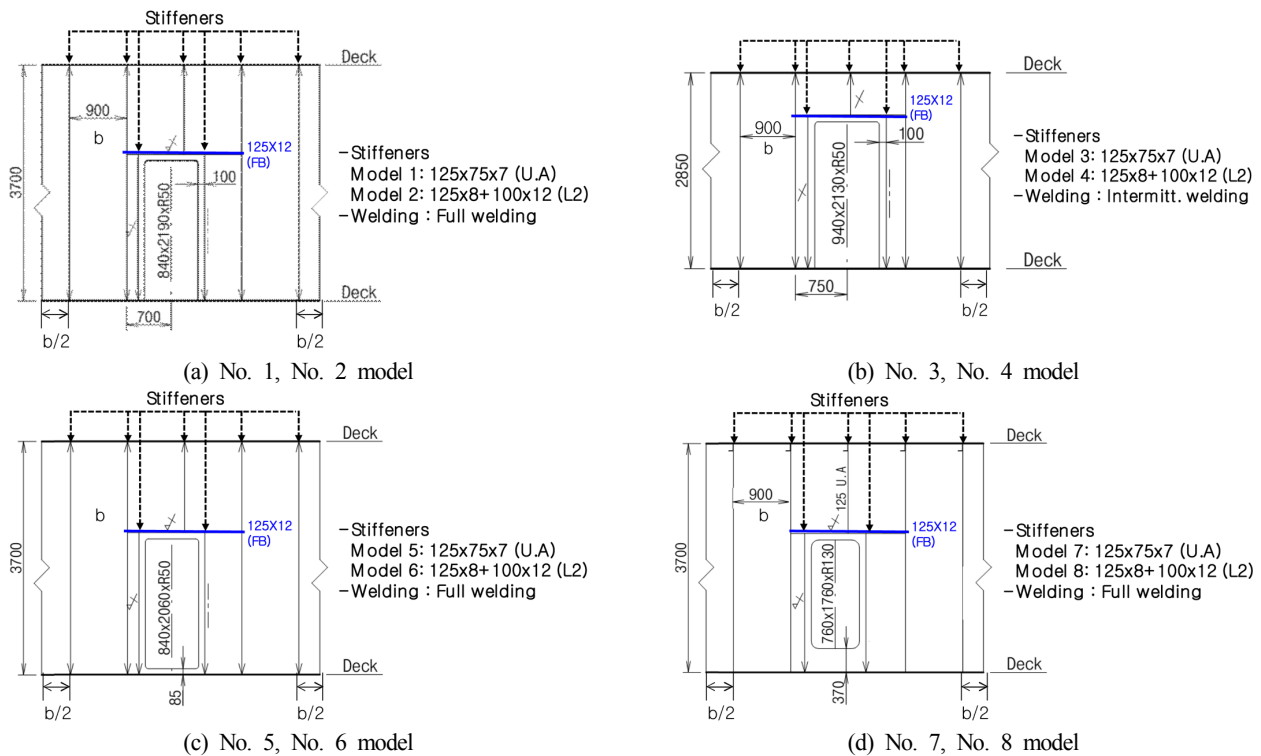




Fig. 10 Schematic of selected mock-up test models

Table 4 Selected mock-up test models

No.	Model height	Opening shape	Welding method	Type of stiffener	Plate thickness
1	3700 mm		Full	UA	6 mm
2	3700 mm		Full	L2	6 mm
3	2850 mm		Intermitt.	UA	6 mm
4	2850 mm		Intermitt.	L2	6 mm
5	3700 mm		Full	UA	6 mm
6	3700 mm		Full	L2	6 mm
7	3700 mm		Full	UA	7 mm
8	3700 mm		Full	L2	7 mm

조물에서의 보강재 변경에 따른 제어 효과, 모델 3, 4는 단속 용접 시의 제어 효과, 모델 5, 6은 ‘해치형’ 거주구 구조물에서의 제어 효과, 마지막으로 모델 7, 8은 판 두께에 따른 변형 제어 효과를 분석하였다.

3.3 유한요소 해석

열좌굴 유한요소해석을 위해 범용 비선형 유한요소 코드인 MSC MARC(2013)를 이용하였다. 주요 핵심 해석 대상인 용접 각 변형과 용접 수축력은 최근 개발된 간이해석법(Shin et al., 2006; Seo et al., 2018)을 이용하여 해석되었다(Fig. 11). 적용된 해석방법은 용접에 의한 변형해석을 Strain-as-direct-boundary(SDB) 법(Ha et al., 2008; Ha, 2011)으로 수행한 후, 용접부에 가상의 압축하중을 가하여 용접 작업 후 용접부에 발생하는 수축을 구현하는 방법이다. SDB 법은 판 두께와 용접 각장의 길이에 따른 용접 각 변형량의 실험 계측 데이터를 토대로, Finite element analysis (FEA)에서 가상의 온도와 가상의 열 수축율을 이용하여 실제의 용접 각변형을 구현하는 방법이다. 그리고 용접부 수축의 구현을 위한 가상의 압축하중의 크기는 용접 입열량의 크기에 따라 발

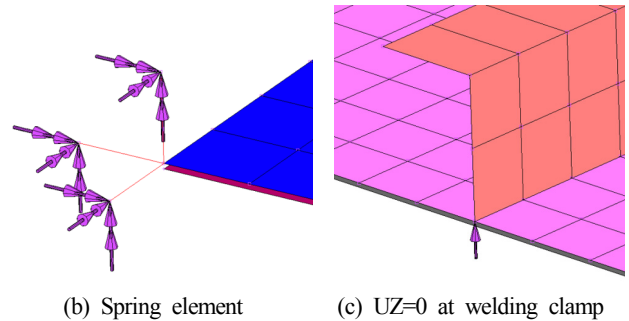
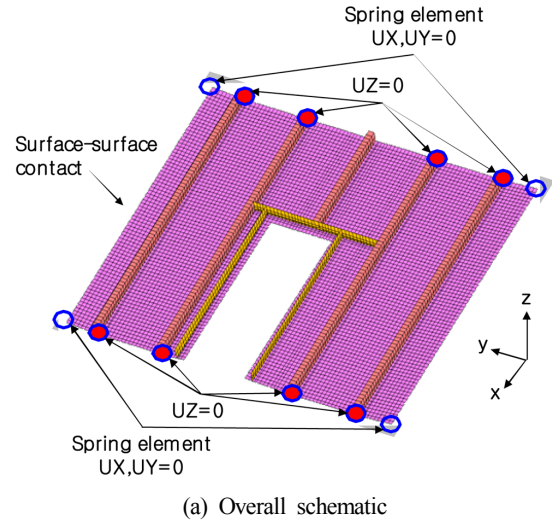


Fig. 12 Boundary conditions for preliminary structural analysis

생하는 용접부의 수축력을 실험을 통해 계측한 값을 토대로 결정된다(Lee and Shin, 2003).

대상구조물의 경계조건 적용을 위하여 우선적으로 실제 현장에서의 작업조건과 동일한 해석조건을 구현을 위하여 (1) 바닥면에 Surface-Surface contact 조건, (2) 제작체의 이동을 방지하기 위해서 설치되는 Tap의 위치에 Z 방향 변위구속, (3) 강체운동 발생을 막기 위해, 네 모서리에 Spring 요소를 이용하여 Fig. 12와 같이 가정하였다.

Fig. 13은 각 대상 구조물의 변형 형상을 보여주고 있으며 제안된 L2 형태의 보강재를 변경하였을 때 Table 5와 같이 변형량과 발생하는 변형의 범위가 줄어드는 것을 확인할 수 있고, 평

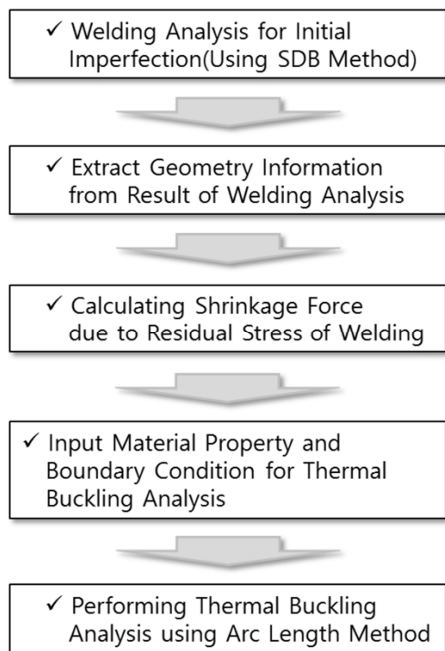


Fig. 11 Procedure of thermal buckling analysis

Table 5 FEA results of welding deformation

Model No.	Positive max. deflection [mm]	Negative max. deflection [mm]	Range [mm]	Reduction
1	9.7	-3.7	13.4	
2	5.2	-3.2	8.4	-37 %
3	6.1	-2.9	9.0	
4	4.6	-3.2	7.8	-13 %
5	9.6	-4.3	13.9	
6	7.4	-3.6	11.0	-21 %
7	6.0	-2.4	8.4	
8	3.9	-1.9	5.8	-31 %

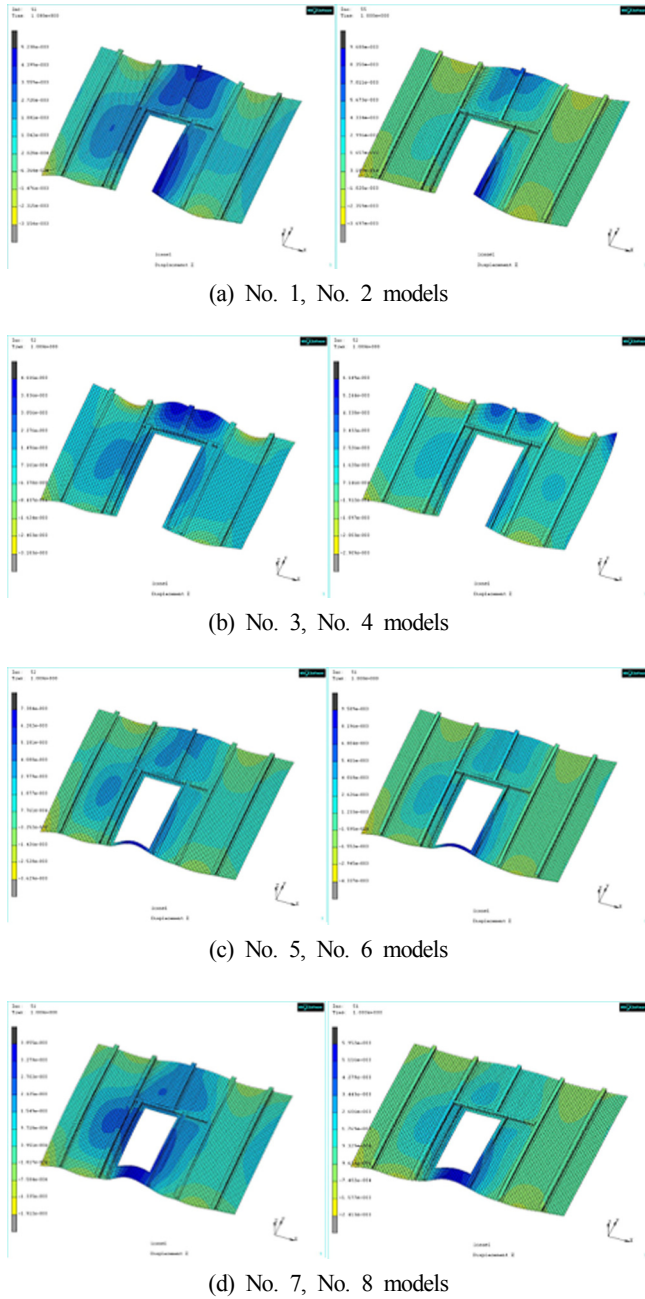


Fig. 13 Deformed shape of selected mock-up test models

균적으로 기존의 앵글 형태의 보강재 비해 약 25.5%의 변형 제어 효과가 나타났다.

3.4 실증 Mock-up 실험

전술한 것과 같이 선정된 8개의 대상 모델은 실험적인 검증을 위하여 국내조선소에서 실제 거주구 제작조건과 동일한 제작조건을 따라 아래와 같은 용접법으로 시험체를 제작하였다(Fig. 15). 또한 변형량은 광파기와 3D scanner를 이용하여 계측되었다.

- 용접 방법: Semi-auto or with auto-carriage welding
- 용접재: MX-200H
- 용접 조건: Welding parameter - 280~350A, 28~30V, 58~64CPM, 2F position



Fig. 15 Production of door opening mock-up models

- Welding leg length - 4.5~5.0 mm
- 계측 방법: 광파기(Total station), 3D scanner

3.5 Mock-up 실험 변형 계측 결과

Mock-up 실험 결과, 평균적으로 면외변형의 범위가 약 49.5%가 줄어드는 변형 저감효과가 나타났다(Fig. 16). Table 6와 Table 7에는 Fig. 16의 1번 Path의 보강재 이면부, 2번 Path의 보

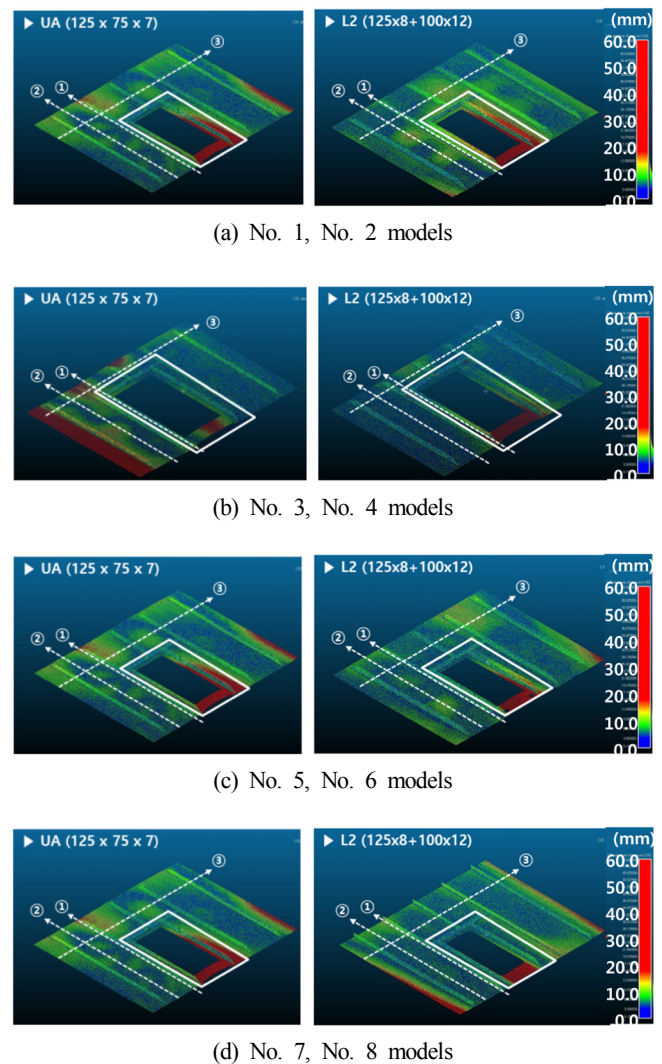


Fig. 16 Measurement results of welding deformation

Table 6 Comparison of maximum deflection

Model No.	Max. deflection in path 1 [mm]	Reduction	Max. deflection in path 2 [mm]	Reduction
1	16.6	-43 %	16.5	-64 %
2	9.0		5.7	
3	8.6	-31 %	8.0	-65 %
4	5.9		2.8	
5	13.0	-50 %	13.8	-38 %
6	6.5		8.6	
7	13.6	-57 %	13.2	-60 %
8	5.9		5.3	

Table 7 Comparison of maximum deflection

Model No.	Max. deflection in path 3 [mm]	Reduction	Max. deflection at door frame [mm]	Reduction
1	16.2	-52 %	28.3	-52 %
2	7.9		13.7	
3	Error	Error	15.7	-43 %
4	8.1		8.9	
5	14.2	-17 %	22.8	-52 %
6	11.8		10.9	
7	14.4	-15 %	26.7	-51 %
8	12.3		13.2	

강재 사이에 대한 각각 종방향 면외변형, Table 7에는 3번 Path의 횡방향 면외변형, 그리고 Door frame 부의 계측 최대 변형량을 비교하였다. 비교 결과 L2형 보강재는 용접 변형이 감소시키는 것을 확인되었다. 용접법의 영향은 연속용접 보다 단속용접일 때 그 효과가 상대적으로 작은 것을 볼 수 있는데, 이는 단속용접을 적용함에 따라 보강재와 판사이의 결합이 약해져, 보강재의 구속 능력이 줄어들어 나타나는 결과로 판단된다.

또한 수치해석 결과에 비해 실험 계측 결과에서의 저감 효과가 더 큰 것으로 나타났으며, 이는 유한요소해석에서의 과도한 경계조건, 간이해석법의 가정조건 등 해석조건 차이점으로 사료된다. 아울러 No. 3 모델의 변형 계측에 있어, 단부에서의 계측 오류가 있었음을 밝힌다.

3.6 Box Mock-up 실험 및 결과양

실험에 사용되었던 보강판 구조에 대해서 No. 1, 2, 5, 6 모델을 실제 거주구와 가깝게 Box 형태의 Mock-up으로 조립하여 (Fig. 17), 중조립 이상 공정에 대해서 변형량과 요구되는 곡직량을 비교하였다.

조립 후 용접 각변형과 잔류응력 완화를 위해 실제 공정에서 실시되는 Back heating 작업 또한 실시되었다. 최종 변형량 계측 결과 Fig. 18과 같이 변형량이 감소되었다. Mock-up의 종방향 수축량과 횡방향 수축량을 비교해본 결과, L2를 사용할 때 평균 약 34%가 줄어드는 것이 확인되었다(Table 8).

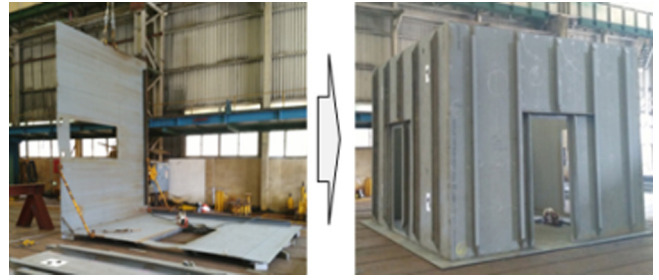


Fig. 17 Production of box mock-up models

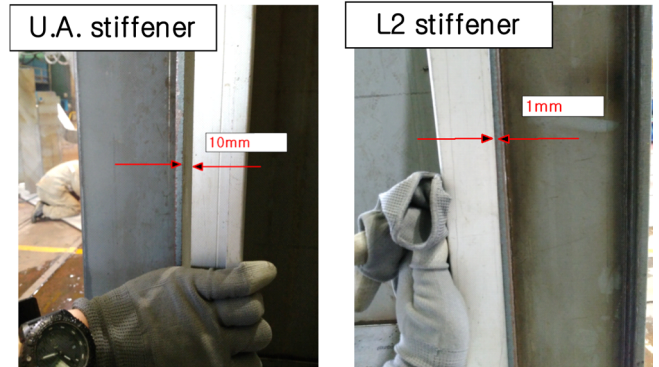


Fig. 18 Deformation at door frame after assembly process

Table 8 Comparison of longitudinal and transverse shrinkage of box mock-up model after assembly process

Wall No.	Longitudinal shrinkage [mm]	Reduction	Transverse shrinkage [mm]	Reduction
1	3.1	-55 %	9.0	42 %
2	1.9		5.2	
3	5.4	-40 %	13.0	34 %
4	3.8		8.7	

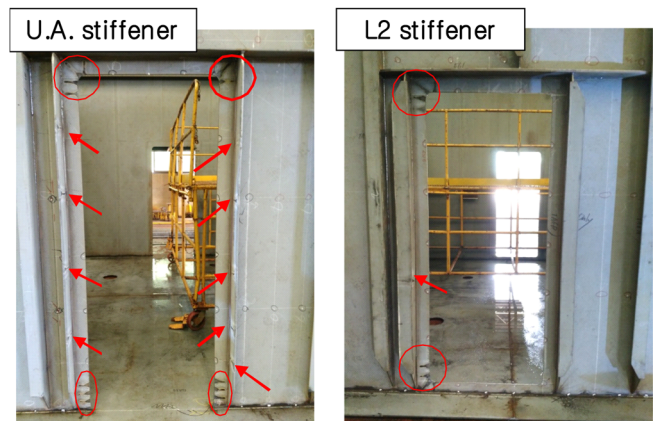


Fig. 19 Comparison of work amount of faring after assembly process

조선소에서 수행되는 거주구 곡직작업과 동일하게 동일 작업자로 곡직작업을 실시하였고 이에 따른 곡직량 및 위치를 비교하였다. Fig. 19에 보이는 것과 같이 Door frame 전체적으로 확연히 곡직 작업량이 줄어드는 것이 확인되었다.

4. 결 론

해양플랫폼 LQ 구조물 등에 널리 사용되는 박판부재는 용접 변형과 용접 후 곡직으로 인한 구조 강성 및 강도 저하가 일어나는 원인을 이상화된 과도곡직 상황에 대해서 수치해석적으로 정량화하였다. 이를 통해, 생산 공정상에서 발생하는 추가 변형을 방지하기 위해서 곡직작업량을 최소화하여야 한다는 것을 확인하였다.

이를 위해 본 연구에서는 보강재 형상 변경을 통한 변형 저감 효과를 수치해석과 실증 실험을 통해 검증하였다. 기존의 보강재 UA 형상에서 L2 형상으로 변경함으로써, 보강재의 강성과 회전구속도로 인해 평균 49.5%의 변형 저감 효과가 나타났다.

본 연구에서는 적용한 보강재의 치수와 종류를 현재 조선소에서 주로 사용되는 것으로 제한하였고 이는 실제 현장에서 본 연구결과를 활용한 변형 저감 관련 지침 등을 수립하는데 활용이 가능할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 SHI-GCRC SOP 산학협동 6차년도 연구과제의 연구결과 중 일부를 밝히며, (주)삼성중공업의 연구비 지원에 감사드립니다.

References

- Cheng, J.J.R., Elwi, A.E., Grodin, G.Y., Kulak, G.L., 1996. Material Testing and Residual Stress Measurements in a Stiffened Steel Plate. In *Strength and Stability of Stiffened Plate Components*, SSC-339, Ship Structure Committee, Washington DC USA.
- Ha, Y.S., Cho, S.H., Jang T.W., 2008. Development of Welding Distortion Analysis Method Using Residual Strain As Boundary Condition. *Materials Science Forum*, Trans Tech Publications, 580, 649-654. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF.580-582.649>
- Ha Y.S., 2011. A Study on Weldment Boundary Condition for Elasto-plastic Thermal Distortion Analysis of Large Welded Structures. *Journal of Welding and Joining*, 29(4), 410-415. <https://doi.org/10.5781/KWJS.2011.29.4.410>
- Ha, Y.S., Yi, M.S., 2015. A Weld-distortion Analysis Method of the Shell Structures Using Ultra Structural FE Model. *Journal of Welding and Joining*, 33(3), 62-67. <https://doi.org/10.5781/JWJ.2015.33.3.62>
- Heo, J.H., Kim, S.I., 2003. Development of Welding Distortion Control Method for Thin Panel Block Structure(1). *Journal of KWJS*, 21(4), 75-79.
- Hong, S.B., Bae, K.Y., Yang, Y.S., 2014. Analysis of Welding Distortion of Large Steel Plate by Using Analytical Solution of Temperature Distribution and Finite Element Method. *Journal of Welding and Joining*, 32(4), 69-74. <https://doi.org/10.5781/JWJ.2014.32.4.69>
- Kim, H.G., Shin, S.B., Kim, K.G., 2010. A Study on the Control Technology for Global Distortion of the Deck in the Superstructure during Manufacturing Process. *Journal of KWJS*, 28(5), 556-560. <https://doi.org/10.5781/KWJS.2010.28.5.064>
- Lee D.J., Shin, S.B., 2003. A Study on the Prediction of Shrinkage During the Manufacturing of a Deckhouse of RIG. *International Offshore and Polar Engineering Conference*, CA, USA, 166-171.
- MSC MARC, 2013. *Marc 2013 User's Guide*. DOC10336, MSC Software Corporation, CA, USA.
- Paik, J.K., 2018. *Ultimate Limit State Analysis and Design of Plated Structures*. John Wiley & Sons, Chichester UK.
- Seo, J.K., Yi, M.S., Kim, S.H., Kim, B.J., Kim, S.J., 2018. Welding Distortion Design Formulae of Thin-plate Panel Structure during the Assembly Process. *Ships and Offshore Structures*, 13(S1), 364-377. <https://doi.org/10.1080/17445302.2018.1475614>
- Shin, S.B., Kim, K.K., You, J.G., 2006. A Study on Control of Buckling Distortion at the Thin Panel during Welding. *Proceedings of International Offshore and Polar Engineering Conference*, CA USA, 236-242.
- Taguchi, G., Konishi S., 1987. *Taguchi Methods, Orthogonal Arrays and Linear Graphs: Tools for Quality Engineering*. Dearborn MI: American Supplier Institute, 35-38.
- Yang, Y.S., Bae, K.Y., 2018. Analysis of Angular Deformation in Multi-pass Butt Joint Welding of Thick Plates with X-shape Grooves Using the Finite Element Method. *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, 17(4), 169-176. <https://doi.org/10.14775/ksmpe.2018.17.4.169>
- Yi, M.S., Hyun, C.M., Paik, J.K., 2018. An Empirical Formulation for Predicting Welding-induced Biaxial Compressive Residual Stresses on Steel Stiffened Plate Structures and Its Application to Thermal Plate Buckling Prevention. *Ships and Offshore Structures*. <https://doi.org/10.1080/17445302.2018.1552343>

Modification of Local Ice Load Prediction Formula Based on IBRV ARAON's Arctic Field Data

Sungrok Cho¹⁾ and Kyungsik Choi²⁾

¹⁾Department of Ocean Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Busan, Korea

쇄빙연구선 ARAON호의 북극해 실측 데이터에 기초한 국부 빙하중 추정식의 수정

조성록¹⁾ · 최경식²⁾

¹⁾한국해양대학교 해양공학과

KEY WORDS: Local ice load 국부 빙하중, Probabilistic analysis 확률 해석, IBRV ARAON 쇄빙연구선 아라온호, Arctic field data 북극해 계측 데이터, Strain gage 변형률 게이지

ABSTRACT: This paper focuses on a newly designed ice load formula based on the ARAON's 2016 Arctic field data in order to improve a structural design against ice loads. The strain gage signals from ARAON's hull plating were converted to the local ice pressure upon the hull plating using the influence coefficient matrix and finite element analysis. First, a traditional pressure-area relationship is derived by applying probabilistic approaches to handle the strains measured onboard the ARAON. Then, the local ice load prediction formula is re-analyzed after reviewing the ARAON's additional field data to consider information about the ship speed and thickness of the sea ice. It is shown that the newly developed pressure-area relationship well reflects the influence of other design parameters such as the ship speed and ice thickness in the prediction of local ice loads on Arctic vessels.

1. 서 론

북극해와 같은 빙해역에서는 일반 해역과는 달리 해빙으로부터 유발되는 빙하중이 쇄빙선박의 가장 중요한 설계요소 중 하나이다. 하지만 빙하중은 해빙의 재료특성, 형상, 크기, 속도, 지역적인 분포 등 여러 요인에 의해 달라지므로 이를 정량적으로 파악하기는 쉽지 않다. 쇄빙선박에 작용하는 국부 빙하중은 일반적으로 해빙과의 접촉면적으로 표현되는 압력-면적 관계식(Pressure-area relationship)으로 추정하고 있다. 많은 연구자들이 다양한 조건에 대해 해양구조물 및 쇄빙선박에 대한 압력-면적 관계식을 도출한 바 있다(Masterson and Frederking, 1993; Choi and Jeong, 2008). 하지만 이러한 압력-면적 관계식은 척도효과(Scale effect)의 중요성을 강조하는 관점에서 국부 빙하중을 접촉면적만의 간단한 함수 형태로 표현하고 있어서, 빙-구조물 상호작용에 관여되는 다른 설계변수의 영향을 전혀 고려하지 못하고 있다. 이런 이유로 국부 빙하중을 추정하는 압력-면적 관계식이 다른 주요 변수들의 영향을 포함할 수 있도록 수정되

어야 할 필요성이 제기되고 있다.

본 논문에서는 쇄빙연구선 ARAON호에서 획득한 2016년 북극해 현장계측 데이터를 토대로 Frederking(2004), Jordaan et al. (1993), Taylor et al.(2010)와 같은 선행 연구에서 제시한 확률론적 접근법을 이용해 ARAON호에 대한 빙압력-접촉면적 관계식을 도출하였으며, 이후 ARAON호의 북극해 실선운항 시 계측된 선속과 해빙의 두께에 대한 정보를 추가 분석하여 앞서 도출된 압력-면적 관계식을 수정하였다. 실측 데이터에 기초하여 수정된 이 국부 빙하중 추정식은 빙압력이 단순히 접촉면적만의 함수가 아니라 선속과 빙두께와 같은 주요 설계변수들의 영향도 받는다는 것을 잘 보여주고 있다.

2. ARAON호의 실선 계측 데이터

국내 최초의 쇄빙연구선 ARAON호는 2009년 건조되어 2010년부터 현재까지 매년 여름 북극해에서 실선시험을 수행해 왔다. 2016년 8월 북극해의 Chukchi 해와 Beaufort 해에서 있었던

Received 2 February 2019, revised 29 March 2019, accepted 29 March 2019

Corresponding author Kyungsik Choi: +82-51-410-4324, kchoi@kmou.ac.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3658-0169

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

실선시험에서는 이전에 드러났던 여러 미비점을 보완한 통합 계측시스템을 장착하고 선체 외판에는 변형률 게이지(Strain gage)와 광섬유(Fiber optic) 센서를 부착하였고, 선체 외판의 변형률과 6자유도 선체운동 가속도, 선박의 이동속도, 해빙의 두께 등을 실시간으로 계측하였다. 그중 본 논문에서 다루는 정보는 선체 외판에서 기록된 변형률(Strains)과 선속(Ship speed) 그리고 해빙의 두께에 대한 정보이다.

선체 외판의 변형률은 ARAON호의 선수격벽 뒤 외판 안쪽 Second deck 하부의 102번 프레임부터 110번 프레임 사이(Fig. 1)에서 계측하였다. 변형률 게이지는 좌현에 1축 게이지 8개, 로제트 게이지 20개 그리고 광섬유 센서 5세트가 설치되었으며, 우현에는 12개의 로제트 게이지가 설치되었다. 좌현에 설치된

로제트 게이지 중 8개는 전단변형률 측정을 위하여 외판이 아닌 프레임에 설치된 것이며, 5세트의 광섬유 센서는 변형률 게이지 계측치와 비교를 위한 용도로 설치된 것으로서 본 논문에서 다루는 외판부의 국부 빙하중 추정에는 좌, 우현 외판에 설치된 1축 변형률 게이지 및 로제트 게이지 데이터만 사용하고 있으며 이들의 설치 위치는 Fig. 2에 나타내었다.

변형률 게이지로부터 계측된 외판의 변형률을 외판에 발생한 응력으로 변환하는 방법은 선행 연구에서 정리된 바 있다(Kim, 2016). 선체 전후 방향이 아닌 변형률이 미치는 영향은 크지 않다는 선행 연구의 결과를 참고로 하여 1축 게이지에서 계측된 변형률을 식 (1)처럼 응력으로 변환할 수 있다. 선체 외판은 2차원 탄성체로 가정하였다.

$$\sigma_x = E \times \epsilon_x \tag{1}$$

여기서, ϵ_x 는 선체 전후 방향 변형률, E 는 외판 재료의 탄성계수를 나타낸다.

로제트 게이지에서 계측된 변형률은 다음의 식 (2), 식 (3)을 통해 계산된 주응력 σ_1, σ_2 을 이용하여 식 (4)처럼 von Mises 등가응력으로 변환할 수 있다.

$$\sigma_1 = \frac{E}{2(1-\nu)} (\epsilon_A + \epsilon_B) + \frac{E\sqrt{2}}{2(1+\nu)} \sqrt{(\epsilon_A - \epsilon_C)^2 + (\epsilon_B - \epsilon_C)^2} \tag{2}$$

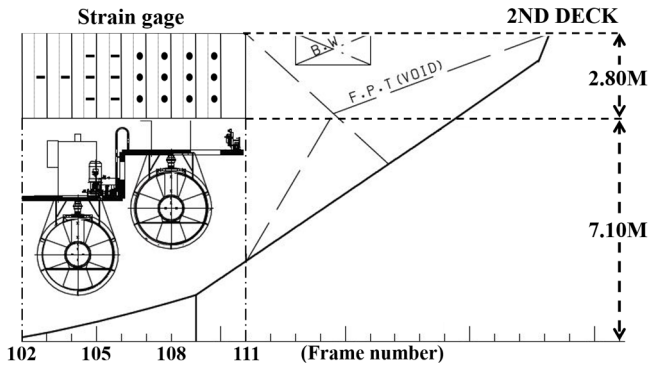


Fig. 1 Location of strain gage instrumentation panel

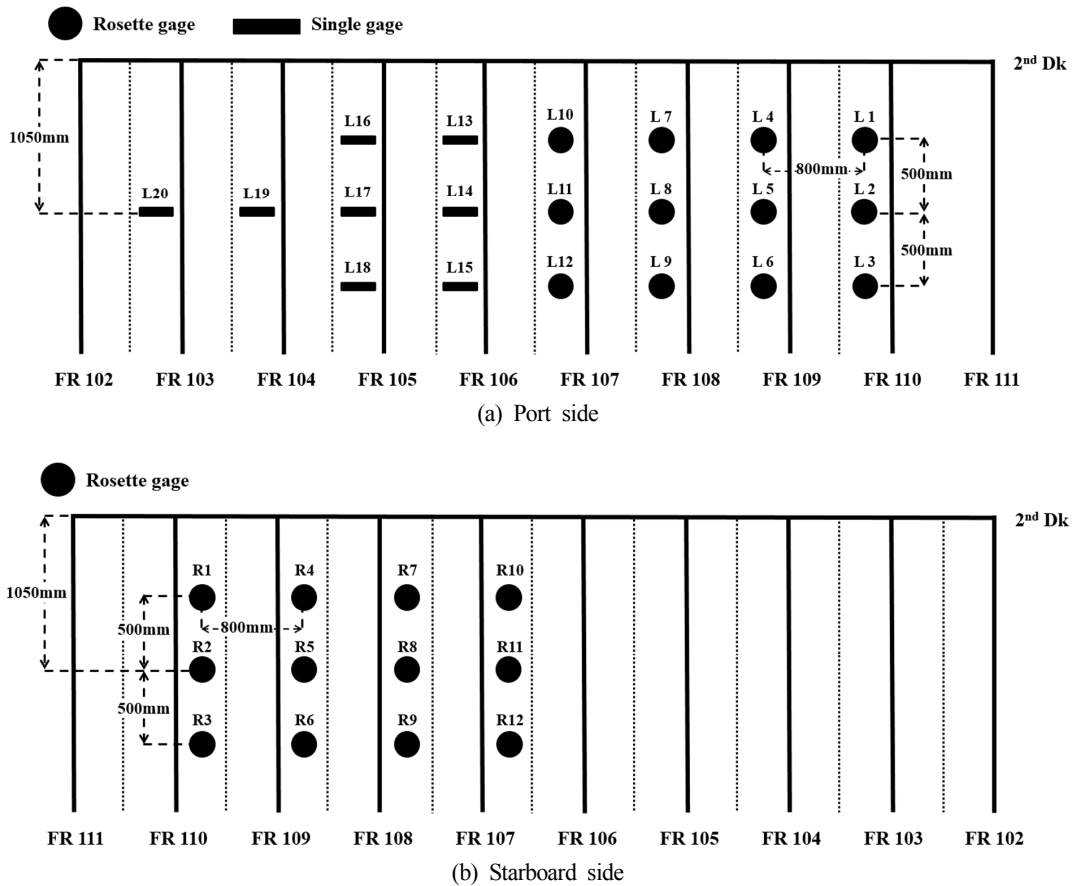


Fig. 2 Locations of installed sensors on the inner hull plates of the IBRV ARAON

$$\sigma_2 = \frac{E}{2(1-\nu)} (\epsilon_A + \epsilon_B) - \frac{E\sqrt{2}}{2(1+\nu)} \sqrt{(\epsilon_A - \epsilon_C)^2 + (\epsilon_B - \epsilon_C)^2} \quad (3)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} - \sigma_1 \sigma_2 \quad (4)$$

여기서 ν 는 포아송 비이고 $\epsilon_A, \epsilon_B, \epsilon_C$ 는 로제트 게이지에서 측정된 세 방향의 변형률을 나타낸다.

이렇게 계산된 외판의 응력은 압력에 대한 영향도 행렬 (Pressure influence matrix)을 이용하여 외판에 작용한 압력으로 변환할 수 있다(Lee et al., 2013). 압력 영향도 행렬은 특정한 영역에 단위 압력을 작용했을 때, 변형률 게이지가 설치된 각각의 영역에 발생하는 변형과 응력을 행렬로 만든 것으로써 유한요소법을 이용한 구조해석을 반복적으로 수행하여 구할 수 있다. 이전 시험 때와 달리 2016년 ARAON호의 실선시험에서는 변형률 게이지의 설치 위치와 담당 영역이 다르므로, 본 연구에서는 압력 영향도 행렬을 새로이 계산하였다. 압력 영향도 행렬을 계산하기 위한 구조해석은 보강재 및 프레임을 포함하여 수행되었다. 압력 영향도 행렬의 크기는 설치된 변형률 게이지의 개수에 따라 결정되며, 본 연구에서 사용된 압력 영향도 행렬의 크기는

좌편은 20×20, 우편은 12×12이다. 변형률 게이지 하나가 담당하는 영역은 800×500mm이며 좌편의 경우 20개의 변형률 게이지에 해당하는 전체 면적은 8m², 우편의 경우 12개의 변형률 게이지에 4.8m² 이 전체 면적으로 정의된다.

선박의 속도는 선체 중앙부에 GPS(Global positioning system)를 부착하여 측정하였다. 선체 우편에는 카메라를 설치하여 선수부에서 깨진 빙편이 회전하며 노출된 단면의 영상을 촬영하였다. 이 영상으로부터 Fig. 3과 같이 영상 처리 프로그램을 이용하여 빙편의 두께를 구할 수 있다(Park et al., 2014). 한편 분석에 사용된 영상은 우편 중앙부보다 조금 앞쪽에서 촬영되었고 압력은 선수부에서 측정되기 때문에, 빙두께와 압력 정보 사이에는 약간의 시간차가 있으며 본 연구에서는 실제로 설치된 센서 사이의 거리를 감안하여 데이터 기록 시간에 대한 동기화 과정을 수행하였다.

한편 이렇게 획득된 데이터 중에서 선체와 빙판과의 접촉으로 인해 발생한 실제 충격하중에 대응하는 유의미한 데이터를 얻기 위하여 선행 연구를 통해 정의된 바 있는 ‘이벤트(Event)’ 개념을 사용할 수 있다. Fig. 4는 외판 구조의 전체 계측부 면적에 대하여 계산된 빙하중과 그때 측정된 선속이 지남에

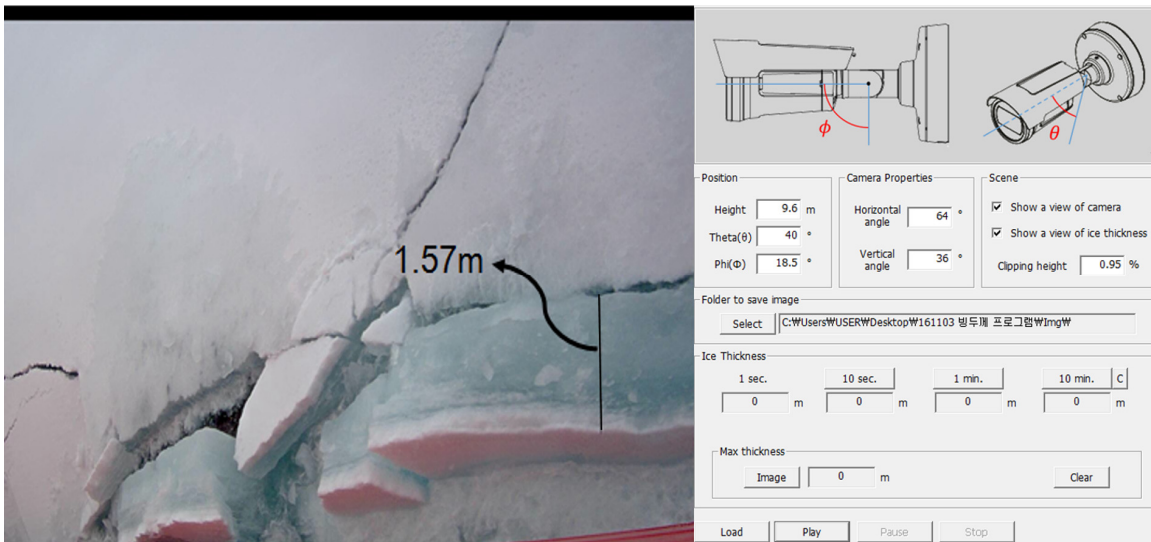


Fig. 3 Image processing software to estimate sea ice thickness (Park et al., 2014)

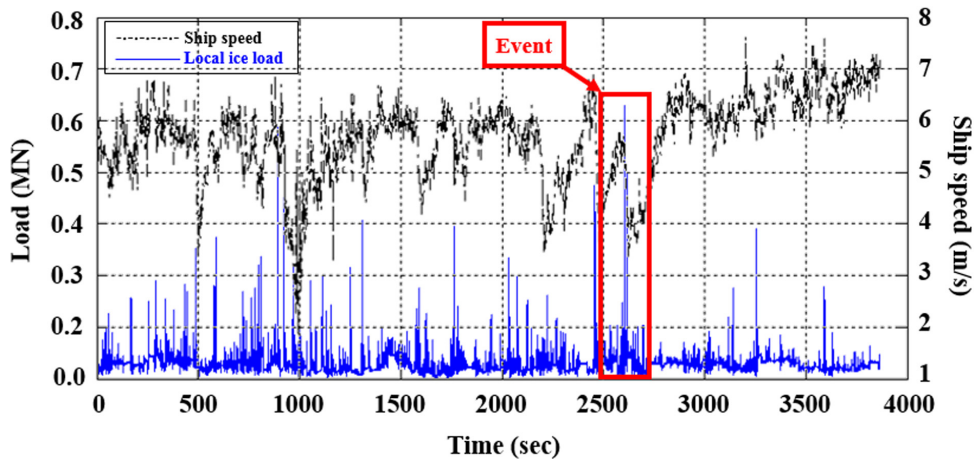


Fig. 4 Typical time history of calculated local ice loads and measured ship speed (Jeon et al., 2017)

따라 변동하는 것을 나타낸 그래프이다. 이 중에서 선박의 속도가 급격히 감소하며 동시에 빙하중이 가파르게 상승하는 구간을 구별해 낼 수 있는데 이는 선체가 빙판과 충돌 시 발생하는 현상으로 볼 수 있으며, 본 연구에서는 이러한 현상 중 특정한 크기 이상의 하중이 발생한 데이터를 하나의 이벤트로 정의하였다. 이벤트에서 정의되는 최소 하중의 크기는 선행 연구의 실선 계측자료의 분석을 토대로 0.4MN으로 설정하였고 전체 실선 계측시간 중 이렇게 분류된 이벤트의 수는 총 1,712개로 분류되었다(Jeon et al., 2017).

3. 확률론적 접근법과 압력-면적 관계식 도출

Frederking(2004), Jordaan et al.(1993), Taylor et al.(2010)와 같은 연구자들은 확률이론을 적용한 연구를 통해 쇄빙선박에 작용하는 국부 빙하중 추정식을 도출한 바 있다. 본 연구에서는 이들이 사용한 확률론적 접근법을 2016년 ARAON호의 실선 계측 데이터에 적용하여 ARAON호에 대한 빙압력-면적 관계식을 도출하였다.

앞서 언급한 이벤트 하나에 대응하는 빙하중은 변형을 게이지 한 개에 해당하는 면적부터 좌현, 우현의 전체 면적까지 변형을 게이지 개수에 따라 조합된 여러 면적에 대해 빙압력으로 변환되었으며, 변환된 압력은 각 면적에 대해 크기순으로 정리되었다.

정리된 압력 데이터는 각 면적에 대해 $-\ln(i/(n+1))$ 으로 표현되는 Weibull plotting position을 사용하여 Fig. 5에 나타낸 것과 같이 발생한 빙압력에 대한 초과확률 그래프로 나타낼 수 있다. 여기서 i 는 가장 큰 압력부터 매겨진 순위를 의미하고, n 은 총 데이터 수를 의미한다.

Fig. 5를 살펴보면 각 면적에서의 초과확률의 분포 형태는 비교적 선형성을 보이는 것을 확인할 수 있다. 따라서 임의의 압력에 대한 초과확률은 데이터 관측 시간에 따라 Gumbel 분포 또는 지수 분포의 초과확률 함수를 통해 직선식의 형태로 나타낼 수 있다. 데이터 관측 시간이 매우 긴 기간일 경우 Gumbel 분포의 초과확률 함수가 데이터 분포를 잘 나타낼 수 있고, 데이터 관측 시간이 짧은 기간일 경우 지수 분포의 초과확률 함수가 데이터의 분포를 잘 나타낼 수 있다고 보고하고 있다 (Jordaan et al., 1993). 2016년 ARAON호의 실선시험에서 계측된

빙하중 데이터는 비교적 짧은 시간에 계측된 것이므로 본 연구에서는 식 (5)와 같은 지수 분포의 초과확률 함수를 사용하였다.

$$p_e = \exp\left(-\frac{x-x_0}{\alpha}\right) \tag{5}$$

여기서, x 는 임의의 압력, α 는 척도모수(Scale parameter), x_0 는 위치모수(Location parameter)를 의미한다. α 와 x_0 는 Fig. 6과 같이 데이터 분포 형태에 따른 직선의 기울기와 절편으로 결정할 수 있다.

계측된 압력 데이터가 실제로 식 (5)와 같은 지수 분포를 따르는지 검증하기 위해 Anderson-Darling 법을 이용한 적합도(Goodness-of-fit) 검정을 수행하였으며, 모든 면적에서의 압력 데이터 분포는 95%의 신뢰수준에서 지수 분포가 적합함을 보여 주었다. Fig. 7은 8m²의 면적에 해당하는 ARAON호의 압력 데이터 분포를 나타낸 것이며, 이를 살펴보면 데이터 분포 형태가 지수 분포의 형태인 것을 볼 수 있다.

x_0 가 음수 또는 0에 가까울 경우 초과확률에 대한 변수의 영향은 무시할 수 있으며(Taylor et al., 2010), 본 연구에서는 모든 면적에 대해 x_0 가 음수로 계산된다(Fig. 6). Fig. 8은 모든 면적에 대하여 결정된 α 를 로그-로그 그래프로 나타낸 것이다. α 의 분포 형태에 따른 하나의 직선식을 찾아낼 수 있으며 이때의 기울기와 절편을 통해 α 는 식 (6)과 같이 면적에 대한 지수 함수로 나타낼 수 있다.

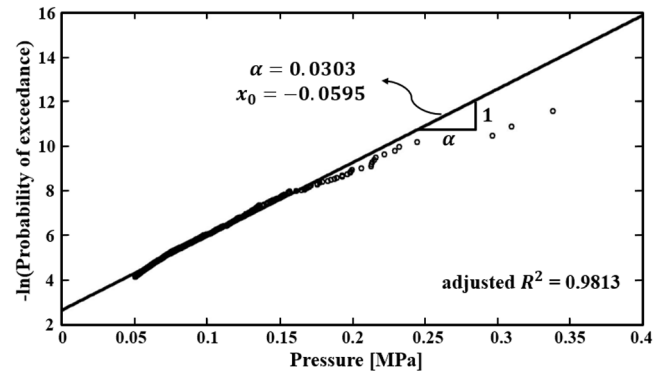


Fig. 6 Determination of constants α and x_0 from fit to tail of peak ice pressure distribution for area 8 m²

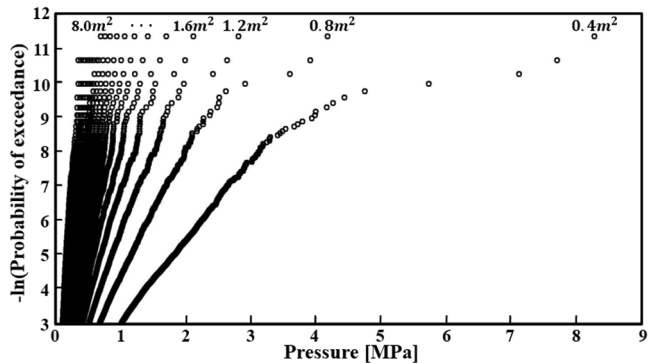


Fig. 5 Ranked local pressure data measured on board the ARAON for different areas 0.4 m² to 8 m²

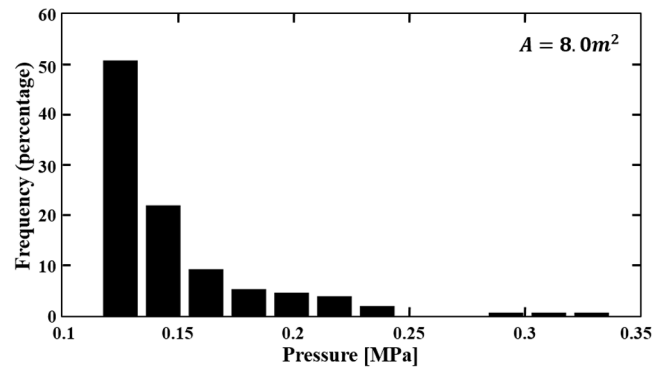


Fig. 7 Histogram of measured pressure data on the IBRV ARAON

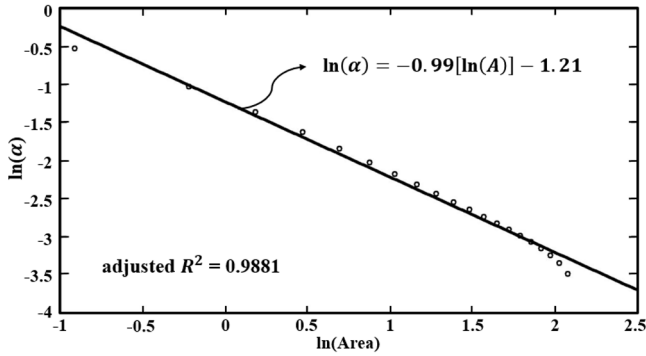


Fig. 8 $\ln(\text{Area})$ vs. $\ln(\alpha)$. (Area in m^2 and α in MPa)

$$\alpha = 0.29 A^{-0.99} [\text{MPa}] \quad (6)$$

각각의 데이터는 서로 연관성이 없는 독립성(Independence)을 가지고, 매우 짧은 시간에서 동시에 여러 개의 충돌이 발생할 확률은 무시할 수 있을 만큼 작다. 따라서 단위 시간당 발생하는 최대 압력을 P 라 하면 P 가 발생할 초과확률 $F_p(p)$ 은 식 (7)과 같이 단위 시간 동안 발생하는 총 이벤트 수 μ 와 식 (5)의 초과확률함수의 곱을 모수로 하는 포아송 과정의 초과확률 함수로 나타낼 수 있다(Taylor et al., 2010).

$$F_p(p) = \exp[-\exp(-\frac{p-x_0}{\alpha})\mu] \quad (7)$$

식 (7)에 식 (6)의 α 를 대입하여 식 (8)과 같이 국부 빙압력 p 을 추산할 수 있다.

$$p = 0.29 A^{-0.99} [-\ln(-\ln(F_p(p))) + \ln\mu] [\text{MPa}] \quad (8)$$

ARAON호의 2016년 실선시험에서 총 계측시간은 약 310시간이고 이때 발생한 이벤트는 총 1,712개 이므로 이벤트는 평균적으로 시간당 5.5개가 발생하였다. ARAON호가 1년 동안 약 1,000시간을 운항한다고 가정하면 1년 동안 평균적으로 발생 가능한 이벤트의 개수는 5,523개이다. 따라서 초과확률에 따른 빙압력은 식 (9)와 같이 정리된다.

$$p = 0.29 A^{-0.99} [-\ln(-\ln(F_p(p))) + 8.62] [\text{MPa}] \quad (9)$$

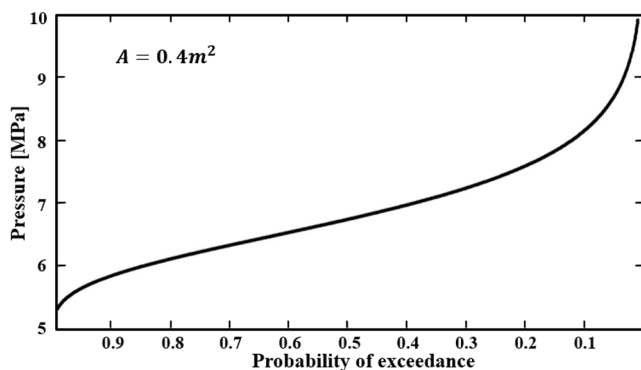


Fig. 9 Probability of exceedance vs. peak ice pressure

Fig. 9는 초과확률에 따라 발생 가능한 특정 면적에서의 최대 빙압력을 그래프로 나타낸 것이다.

설계압력에 대해서 1%의 초과확률에 해당하는 압력은 선박의 치명적인 것은 아니지만 외판이 찌그러지는 손상을 주는 정도의 압력으로 여러 연구에서 1%의 초과확률에 해당하는 압력을 선택하고 있다(Frederking, 2003). ARAON호의 2016년 실선시험을 토대로 1%의 초과확률에 대한 국부 빙압력 추정식은 식 (10)와 같은 압력-면적 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$p_{0.01} = 3.93 A^{-0.99} [\text{MPa}] \quad (10)$$

4. 선속과 빙두께를 고려한 압력-면적 관계식 수정

빙압력과 얼음과의 접촉면적 사이의 관계식 (10)은 접촉면적만의 함수로 매우 간단하게 표현되어 있다. 식 (10)은 ARAON호와 비슷한 크기의 쇄빙선박의 국부 빙하중 추정에 초기 계산으로 사용할 수 있지만 접촉면적 외에 다른 설계요소의 영향은 전혀 파악할 수 없다는 문제가 있다. 이런 이유로 주요 설계요소인 선속과 빙두께의 변화에 따른 국부 빙하중 추정식을 새롭게 도출할 필요가 있다. 본 연구에서는 ARAON호의 2016 실선시험에서 획득한 선속과 빙두께에 대한 정보를 각 이벤트에서의 빙압력 분포와 연결하는 방법으로 접근하였다.

Fig. 10은 빙압력 데이터 분포를 선속에 대한 그래프로 나타낸 것이다. 이를 살펴보면 빙압력 데이터는 넓은 선속 구간에 걸쳐 분산되어 있지만, 선속이 증가함에 따라 빙압력이 증가하는 경향을 알 수 있다. 빙압력에 미치는 선속의 영향을 반영하기 위하여 Fig. 10에 나타난 데이터 분포를 무차원 속도 변수 Froude 수를 사용하여 재분석하였다.

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{g \times L}} \quad (11)$$

여기서, V 는 선박의 속도, g 는 중력가속도, L 는 선박의 특성길이 이를 의미하며 ARAON호에 대하여 110m를 사용하였다. Fig. 11은 이렇게 정의된 Froude 수에 대해 무차원화된 빙압력 데이터를 로그-로그 그래프로 나타낸 것이다. 빙압력 데이터의 최대값을 넘지 않도록 식 (12)와 같은 직선식을 찾을 수 있으며 이를 이용해 기존의 압력-면적 관계식 (10)에서 식 (13)과 같이 선속

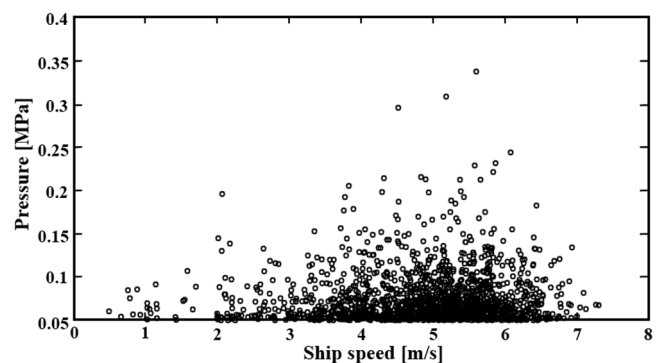


Fig. 10 Ship speed against peak ice pressure for area 8 m^2

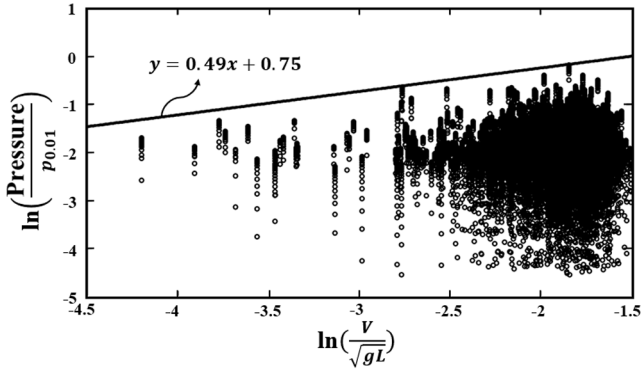


Fig. 11 $\ln(F\bar{r})$ vs. $\ln(\text{Pressure}/\sqrt{gL})$

을 포함하는 새로운 국부 빙하중 추정식으로 수정할 수 있다.

$$\ln\left(\frac{\text{Pressure}}{p_{0.01}}\right) = 0.49 \ln\left(\frac{V}{\sqrt{gL}}\right) + 0.75 \quad (12)$$

$$p'_{0.01} = 8.43 A^{-0.99} \left(\frac{V}{\sqrt{gL}}\right)^{0.49} \text{ [MPa]} \quad (13)$$

마찬가지 방법으로 해빙의 두께를 고려한 빙압력 추정식을 유도할 수 있다. 해빙의 두께에 따른 최대 빙압력 데이터 분포는 선속의 변화에 따른 빙압력의 분포만큼 넓은 범위에 걸쳐 분산되어 있고 빙두께가 증가함에 따라 최대 빙압력 또한 증가하는 경향이 있지만, 그 정도는 선속의 영향에 비해 그다지 심하지는 않다. 기존의 추정식에 해빙의 두께를 고려하기 위하여 기존 두께에 대한 해빙의 두께로 정의하는 무차원 변수 h/h_{ref} 를 이용하였다. 여기서, h_{ref} 는 1m의 기준 두께를 의미한다.

Fig. 12는 해빙의 두께에 대해 무차원화된 빙압력 데이터를 로그-로그 그래프로 나타낸 것이다. 빙압력 데이터의 최대값을 넘지 않도록 식 (14)와 같은 직선식을 찾을 수 있다.

$$\ln\left(\frac{\text{Pressure}}{p'_{0.01}}\right) = 0.28 \ln\left(\frac{h}{h_{ref}}\right) - 1.01 \quad (14)$$

한편 해빙의 두께 정보는 전체 빙압력 데이터 중 일부에 대해서만 획득했기 때문에 본 연구에서는 그중 최대 두께에 해당하는 1.98m에서 최대 빙압력이 발생했다고 가정하여 식 (14)을 식

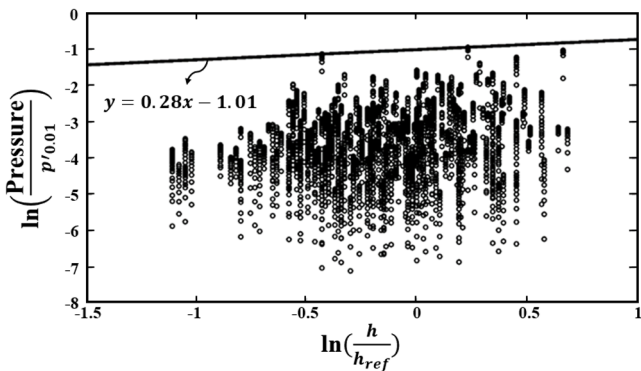
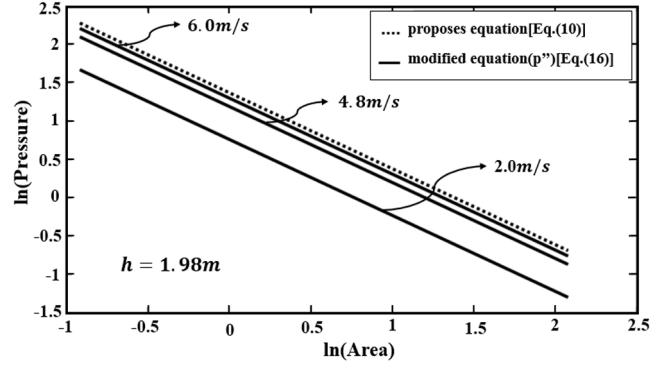
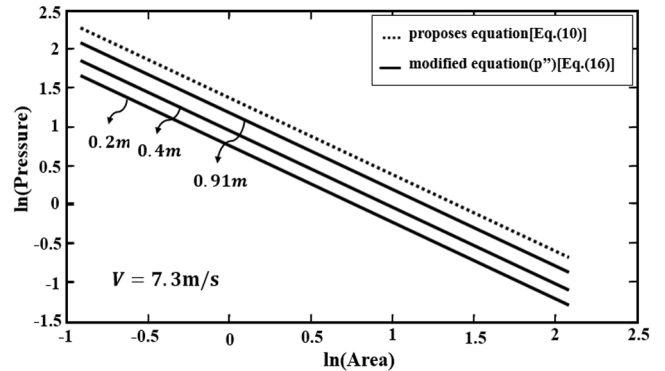


Fig. 12 $\ln(h/h_{ref})$ vs. $\ln(\text{Pressure}/p'_{0.01})$



(a) Varying with ship speed for given ice thickness



(b) Varying with sea ice thickness for given ship speed

Fig. 13 Modified ice pressure expression Eq. (16) with traditional relationship Eq. (10) (Area in m^2 and Pressure in MPa)

(15)와 같이 수정하였다. 이를 통해 기존의 압력-면적 관계식인 식 (16)와 같이 선속과 빙두께를 고려한 국부 빙하중 추정식으로 수정되었다.

$$\ln\left(\frac{\text{Pressure}}{p'_{0.01}}\right) = 0.28 \ln\left(\frac{h}{h_{ref}}\right) - 0.19 \quad (15)$$

$$p''_{0.01} = 6.96 A^{-0.99} \left(\frac{V}{\sqrt{gL}}\right)^{0.49} \left(\frac{h}{h_{ref}}\right)^{0.28} \text{ [MPa]} \quad (16)$$

Fig. 13은 새롭게 도출된 국부 빙하중 추정식 (16)을 기존 빙압력-면적 관계식과 함께 로그-로그 그래프에서 비교한 것이다. 새로운 추정식 (16)은 접촉면적 만을 고려하는 기존의 추정식 (10)과 달리 충돌 시 선박의 속도와 해빙의 두께에 따른 최대 빙압력의 변화를 명확하게 보여주고 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 쇄빙연구선 ARAON호에서 획득한 2016년 북극해 현장계측 데이터를 토대로 확률론적 접근법을 이용해 ARAON호에 대한 압력-면적 관계식 (10)을 도출하였으며, 이후 ARAON호의 북극해 실선운항 시 계측된 선속과 해빙의 두께에 대한 정보를 추가적으로 분석하여 앞서 도출된 압력-면적 관계식을 수정한 식 (16)을 도출하였다. 실측 데이터에 기초하여 수

정된 국부 빙하중 추정식 (16)은 빙압력이 단순히 접촉면적 만의 함수가 아니라 선속과 빙두께와 같은 주요 설계요소의 영향을 받는다는 것을 잘 보여주고 있다. 이 국부 빙하중 추정식은 ARAON호와 유사한 규모의 쇄빙선박에 대한 초기 빙하중 추정에 사용할 수 있으며 향후 계측 데이터를 확보할 수 있다면 규모가 다른 쇄빙선박에도 보완 적용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 지원 산업핵심기술과제 ‘ARC7 극지환경용 해양플랜트 내빙구조 설계기술 개발’(과제번호 10063417)의 연구비 지원으로 수행된 결과임.

References

- Choi, K., Jeong, S., 2008. Ice Load Prediction Formulas for Icebreaking Cargo Vessels. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 45(2), 175-185. <https://doi.org/10.3744/SNAK.2008.45.2.175>
- Frederking, R., 2003. Determination of Local Ice Pressures from Ship Transits in Ice. *Proceedings of 13th International Society of Offshore and Polar Engineering Conference*, Hawaii USA.
- Frederking, R., 2004. Ice Pressure Variations During Indentation. *Proceedings of International Association of Hydraulic Research Symposium on Ice*, 307-314.
- Jeon, M.C., Min, J.K., Choi, K., Ha, J.S., 2017. Estimation of Local Ice Load by Analyzing Shear Strain Data for the IBRV ARAON. *Proceedings of 24th Symposium on Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions*, Busan Korea, 148.
- Jordaan, I.J., Maes, M.A., Brown, P.W., Hermans, I.P., 1993. Probabilistic Analysis of Local Ice Pressures. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 115(1), 83-89.
- Kim, J.M., 2016. Analysis of the IBRV ARAON's Ice Field Data and Development of a Numerical Code for Ice Load Estimation. *Master Thesis*, Korea Maritime and Ocean University.
- Lee, T.K., Kim, T.W., Rim, C.W., Kim, S., 2013. A Study on Calculation of Local Ice Pressures for ARAON Based on Data Measured at Arctic Sea. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 27(5), 88-92. <https://doi.org/10.5574/KSOE.2013.27.5.088>
- Masterson, D.M., Frederking, R., 1993. Local Contact Pressures in Ship/Ice and Structure/Ice Interactions. *Cold Regions Science and Technology*, 21(2), 169-185. [https://doi.org/10.1016/0165-232X\(93\)90005-S](https://doi.org/10.1016/0165-232X(93)90005-S)
- Park, I., Nam, J.H., Byun, S., Park, J., 2014. Conversion of Pixel-based Ice Thickness to Physical Unit for Image of Broken Ice Patch. *Proceedings of the Society of CAD/CAM Conference*, 523-528.
- Taylor, R.S., Jordaan, I.J., Li, C., Sudom, D., 2010. Conversion of Pixel-based Ice Thickness to Physical Unit for Image of Broken Ice Patch. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 132(3), 031502. <https://doi.org/10.1115/1.4000504>

Development of Robot Platform for Autonomous Underwater Intervention

Taekyeong Yeu^{ID*}, Hyun Taek Choi^{ID*}, Yoongeon Lee^{ID*}, Junbo Chae^{ID*},
Yeongjun Lee^{ID*}, Seong Soon Kim^{ID**}, Sanghyun Park^{ID***} and Tae Hee Lee^{ID***}

^{*}Marine ICT Research Division, KRISO, Daejeon, Korea
^{**}Offshore Plant and Marine Energy Research Division, KRISO, Daejeon, Korea
^{***}Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul, Korea

수중 자율작업용 로봇 플랫폼 개발

여태경^{ID*} · 최현택^{ID*} · 이윤건^{ID*} · 채준보^{ID*} · 이영준^{ID*} · 김성순^{ID**} · 박상현^{ID***} · 이태희^{ID***}

^{*}선박해양플랜트연구소 해양ICT연구본부
^{**}선박해양플랜트연구소 해양플랜트·에너지연구본부
^{***}한양대학교 미래자동차공학과

KEY WORDS: Underwater robot 수중로봇, Autonomous intervention 자율작업, 7-function manipulator 7관절 로봇팔, Structural analysis 구조해석, ROS(Robot operating system) 로봇운영시스템

ABSTRACT: KRISO (Korea Research Institute of Ship & Ocean Engineering) started a project to develop the core algorithms for autonomous intervention using an underwater robot in 2017. This paper introduces the development of the robot platform for the core algorithms, which is an ROV (Remotely Operated Vehicle) type with one 7-function manipulator. Before the detailed design of the robot platform, the 7E-MINI arm of the ECA Group was selected as the manipulator. It is an electrical type, with a weight of 51 kg in air (30 kg in water) and a full reach of 1.4 m. To design a platform with a small size and light weight to fit in a water tank, the medium-size manipulator was placed on the center of platform, and the structural analysis of the body frame was conducted by ABAQUS. The robot had an IMU (Inertial Measurement Unit), a DVL (Doppler Velocity Log), and a depth sensor for measuring the underwater position and attitude. To control the robot motion, eight thrusters were installed, four for vertical and the rest for horizontal motion. The operation system was composed of an on-board control station and operation S/W. The former included devices such as a 300 VDC power supplier, Fiber-Optic (F/O) to Ethernet communication converter, and main control PC. The latter was developed using an ROS (Robot Operation System) based on Linux. The basic performance of the manufactured robot platform was verified through a water tank test, where the robot was manually operated using a joystick, and the robot motion and attitude variation that resulted from the manipulator movement were closely observed.

1. 서 론

오늘날 상당수의 수중작업(수중구난, 해양과학탐사, 해저유전 개발 등)에 무인수중로봇(UUV, Unmanned underwater vehicle)이 지속적으로 사용되어오고 있으며, 이들 작업은 수중에서의 조작(Manipulation) 기능까지 요구한다. 대부분의 수중작업은 한 개 이상의 로봇팔(Manipulator or robot arm)을 갖춘 유인잠수정(Manned submersible) 또는 원격운용잠수정(ROV, Remotely operated vehicle)에 의해 수행되어 오고 있다. 유인잠수정은 운용자가 직

접 잠수정에 탑승하여 로봇팔을 조작하기 때문에 정밀한 작업을 할 수 있다는 장점이 있지만, 항상 위험에 노출되어 있다는 것이 단점이다.

현재까지 수중작업에서 가장 일반적으로 사용되고 있는 원격 운용잠수정(ROV)는 수상의 선박에 탑승한 2명 이상의 숙련된 운용자에 의해 조종된다. 이 중 한명은 로봇 자체를, 나머지 한명은 로봇팔을 각각 전담한다. 이러한 원격운용잠수정은 선상 갑판 위에 진·회수장치 및 전력공급장치, DPS(Dynamic positioning system) 등을 갖춘 전문지원선박과 숙련된 전문 인력이 요구되므로 상당

Received 20 February 2019, revised 5 April 2019, accepted 11 April 2019

Corresponding author Yeongjun Lee: +82-42-866-3864, leeyongjun@kriso.re.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0002-3808-8349

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

한 유지비용이 요구되며, 운전자의 숙련도, 작업시간에 따른 피로 누적, 그리고 운용자-잠수정 사이의 물리적 거리로 인한 시간 지연(Time delay) 등에 의해 작업 효율이 좌우되는 문제점이 있다(Haugalokken et al., 2018). 이러한 문제점들을 극복하기 위해, 자율수중잠수정(AUV, Autonomous underwater vehicle)에 로봇팔을 장착시켜 자율적으로 작업을 수행하는, I-AUV(Intervention AUV) 또는 UVMS(Underwater vehicle manipulator system)에 대한 연구가 1990년부터 진행되어 왔다(Mohan and Kim, 2015, Simetti et al., 2018). 자율수중잠수정(AUV)은 원격운용잠수정(ROV)에 비해 상대적으로 중량이 가볍고, 사람의 개입과 케이블로부터 자유로우며, 소형 선박으로 진·회수가 가능하므로 운용비용을 줄일 수 있어, 현재 많은 연구가 진행되고 있다.

로봇팔을 갖춘 AUV에 관한 연구는 하와이 대학의 ODIN(Omni-Direction Intelligent Navigator), MBARI(Monterey Bay Aquarium Research Institute)의 OTTER(Ocean Technology Testbed for Engineering Research), Ifremer(French Research Institute for Exploitation of the Sea)의 VORTEX(Versatile and Open Subsea Robot for Technical eXperiment) 개발로부터 시작되었다. ODIN과 OTTER는 단일 관절(Single joint)의 로봇팔을 가진 6자유도(Degree-of-freedom)의 AUV인 반면, VORTEX는 7관절의 로봇팔을 지닌 5자유도의 ROV이다. 이들은 수중 로봇팔의 유체동역학 모델링 또는 로봇-로봇팔 연계 시뮬레이션 및 제어를 위한 연구 목적의 테스트 베드(Test-bed)로 사용되었다. 이후, 1990년 중반 AMADEUS(Advanced manipulation for deep underwater sampling) 프로젝트는 2개의 다관절 로봇팔의 협력 제어를 통해 정교한 수중작업을 실현하고자 하였다. 여기서는 3개의 손가락 및 7관절의 전기식 수중 로봇팔이 개발되었다. 2001년 SWIMMER 프로젝트에서는 하이브리드(AUV/ROV)라는 새로운 개념이 제안되었다. 여기서의 AUV는 ROV를 수중 목표지점까지 이송하는 자율 수송선(Shuttle)으로서, 지원 선박으로부터 수중에 진수되면 수중 구조물에 설치된 도킹스테이션(Docking station)까지 스스로 이동하여 접안(Docking)하는 임무를 수행한다. ROV는 도킹스테이션과 연결되고, 이를 통해 일반적인 ROV 운용 형태로 작업을 수행한다. SWIMMER 프로젝트 이후, ALIVE(Autonomous light intervention vehicle)와 SAUVIM(Semi-autonomous vehicle for intervention mission) 프로젝트가 추가로 진행되었다. ALIVE는 7관절 로봇팔을 가진 4자유도 작업용 AUV를 일컬으며, 수중 작업 패널(Pannel)까지 스스로 접근하여 로봇팔 외 고안된 2개의 유압 손잡이(Grab)를 이용하여 도킹하고 로봇팔을 이용하여 밸브를 조작하는 등의 간단한 작업을 자율적으로 수행하게 된다. 유압 손잡이에 의해 로봇이 고정됨에 따라 로봇팔 작업에 의해 발생하는 운동 영향력은 전혀 고려되지 않았다. 반면, SAUVIM 프로젝트는 로봇팔 작업에 따른 영향력까지 고려하였으며, AMADEUS 프로젝트에서 사용한 7관절 전기식 로봇팔을 AUV에 적용하여 해저면의 물체를 자율적으로 회수하는 성과를 달성한다. 이후 RAUVI(Reconfigurable AUV for intervention) 프로젝트는 수중 작업을 위한 재구성(Reconfigurable) AUV 개발에 초점을 두었으며, 그 결과물로 GIRONA500 I-AUV(작동수심 500m, 중량 140kg(로봇팔 제외))가 개발되었다. 여기에는 ECA 사 또는 CSIP 사의 전기식 로봇팔이 탑재되었고, 몸체는 알루미늄 프레임과 3개의 원통형 내압하우징(Pressure housing)으로 구성되어

있다(Ridao et al., 2014).

2012년 TRIDENT(Marine robots and dexterous manipulation for enabling autonomous underwater multipurpose intervention missions) 프로젝트는 다목적 수중 작업을 위한 새로운 방법론을 제안한다. 여기서는 2개의 다른 로봇, 즉 자율수상선(ASC, Autonomous surface craft)과 I-AUV가 서로 협업하여 임무를 수행한다는 것이 특징이며, I-AUV에는 7관절과 3 손가락을 가진 정교한 수중 로봇팔이 적용되었다. 수중작업은 2단계, 즉 조사(Survey)와 작업(Intervention)으로 구성된다. 조사 단계에서는 ASC와 I-AUV가 대상지역의 지형조사를 각각 수행하여 정밀 지형도를 생성한다. 정밀 지형도를 토대로 대상물체가 사람에게 의해 선정되면, 작업 단계에서는 I-AUV가 대상물체를 스스로 찾아서 회수한다. 특히, 상기 프로젝트에서는 부두 인근에서 직접 시연을 통해 성능을 입증하였다. TRIDENT 프로젝트에 이어서 TRITON(Multisensory basend underwater intervention through cooperative marine robots)과 PANDORA(Persistent autonomy through learning adaptation observation and replanning) 프로젝트가 착수되었다. TRITON 프로젝트에서는 수중 관측 장치(Submerged observatory)에 대한 자율적 작업 능력을 입증하는 것이 목표이며, 로봇은 수중 패널에 도킹하여 밸브를 조작하고, 커넥터를 연결하고, 수중의 카메라 등을 로봇팔을 이용하여 청소까지 수행한다. PANDORA 프로젝트는 수중자율작업에 있어서 사람의 도움을 최소화하는, 즉 로봇의 자율성을 극대화하는데 초점을 두었다. 로봇이 작업에서의 실패를 스스로 인지하는 것, 실패에 대응하여 새로운 계획을 수립하는 것, 불확실성에 개의치 않고 학습과 제어를 통하여 강인하게 대처하는 등의 알고리즘을 개발하고자 하였다(Ridolfi et al., 2015).

선박해양플랜트연구소(Korea Research Institute of Ship & Ocean Engineering, KRISO)에서는 2017년부터 수중에서의 로봇의 자율작업에 필요한 핵심 알고리즘 개발 연구에 착수했으며, 본 논문에서는 이를 위한 수중자율작업용 로봇 플랫폼 개발에 관한 내용을 소개하고자 한다. KRISO 자율작업용 로봇은 육상으로부터 케이블을 통해 전력과 통신을 공급받는 ROV 형태이며, 7관절의 전기식 로봇팔을 탑재하고 있다. ROV 형태로 제작된 이유는 지속적인 전력공급과 통신, 그리고 알고리즘 개발 과정에서의 무한의 수정이 용이하여 AUV보다 유리한 장점을 가지고 있기 때문이다.

로봇 플랫폼 설계에 앞서, ECA Group 사의 7E-MINI 모델을 수중 로봇팔로 선정하였으며, 이것의 기중 중량은 51kg(수중 30kg), 최대 길이는 약 1.4m이다. 로봇 플랫폼은 중형 규모의 로봇팔을 수용하면서도 수조(Water tank)에서의 운용이 가능한 크기와 무게를 갖도록 설계하는 것이 중요하다. 이를 위해, 로봇팔을 로봇 몸체 중앙에 위치시키고, 중량 최소화 및 구조 안정성 확보를 위해 몸체 프레임의 구조 해석을 수행한다. 로봇은 로봇 몸체부와 로봇팔부로 구성되며, 유사시 로봇팔부를 분리시키면 로봇 몸체부는 일반 ROV와 동일한 형태로 운용될 수 있다.

수중 자율작업에서 로봇의 수중 위치, 자세 등을 계측하기 위해 IMU(Inertial measurement unit), DVL(Doppler velocity log), 수심(Depth) 센서 등이 탑재되며, 4개의 수평추진기와 4개의 수직추진기를 통해 제어된다. 수중작업 대상 물체를 로봇이 스스로

식별하고 인지하기 위해, 2대 고화질 카메라와 레이저스캐너가 사용되며, 이것은 현재 자체 제작이 진행되고 있다(Lee et al., 2018).

로봇 운용시스템은 원격제어스테이션과 운용 S/W로 구분되며, 원격제어스테이션은 440VAC 전원을 300VDC로 변환시키는 직류전원변환장치, 광(Fiber-optic, F/O) 통신을 이더넷 통신으로 변환하는 통신변환장치 그리고 주제어용 PC 등으로 구성된다. 로봇 운용 S/W는 리눅스 기반의 ROS(Robot operating system)를 사용하며, 운영자 편의를 위한 GUI(Graphic user interface)도 개발하고 있다.

끝으로, 본 논문에서는 개발된 로봇 플랫폼의 수중 시운전을 통해 기본 성능을 검증한다. 여기서는 조이스틱(Joystick)을 통해 수동으로 동작시키면서 로봇의 움직임을 파악하는 것과 함께, 로봇팔 움직임에 따른 로봇 자세 변동을 관찰한다.

2. 수중 자율작업용 로봇의 구성

수중에서의 자율작업에 필요한 핵심 기술 개발을 위해 선박 해양플랜트연구소에서는 수중 자율작업용 로봇을 개발하였다(Fig. 1). 자율작업용 로봇은 크게 로봇 몸체부와 로봇팔부로 구성되며, 로봇팔부를 분리시키면 조사 목적의 ROV 형태를 갖는다. 로봇 몸체부와 로봇팔부는 알루미늄 판(Plate)을 통해 서로 연결되며, 볼트·너트를 이용하여 최종 체결된다.

로봇 몸체부는 알루미늄 프레임, 4개의 수평추진기, 4개의 수직추진기, 4개의 부력재 블록, 로봇제어용 내압용기(Housing for robot control) 및 수중 이미지용 내압용기(Housing for underwater image), IMU, DVL, 수심(Depth) 센서, 4대의 수중 카메라, 2개의 LED(Light emitting diode) 라이트(Light), 수중레이저스캐너로 구성된다.

로봇팔부는 7관절의 전기식 수중 로봇팔과 함께, 압력보상기, 압력보상용 매니폴더 블록(Mainfold block), 로봇팔용 내압용기

(Housing for manipulator) 그리고 알루미늄 프레임으로 구성된다.

최종 제작된 KRISO 자율작업용 로봇의 크기는 너비 920mm, 길이 1,100mm, 높이 1,200mm이며, 기중 중량은 약 206kg이다. 로봇팔은 기중 중량이 51kg이며, 최대 길이는 약 1,400mm이다. 본 로봇의 경우, 전체 규모에 비해 로봇팔의 규모가 다른 로봇들과 비교했을 때 상대적으로 큰 것이 특징이다. 이것은 수조 또는 실험실에서의 원활한 핸들링(Handling) 및 실험을 위해 로봇의 크기와 무게를 제한해야 하는 것이 주된 원인이다. 이로 인해 로봇 설계에 있어서는 프레임 경량화 및 핵심장치 배치, 그리고 로봇 운동제어에 있어서는 로봇팔 움직임에 의해 발생하는 영향력을 최소화 하거나 보상하는 것이 매우 중요하다.

2.1 로봇팔

상용의 수중 로봇팔(Manipulator or robot arm)은 구동 방식에 따라 유압식(Hydraulic type)과 전기식(Electric type)으로 구분된다. 대부분의 상용 수중 로봇팔은 유압식이 널리 개발·이용되고 있으며, 이유는 중량 대비 큰 힘을 발생시키므로 높은 작업 하중(Payload) 능력을 가지기 때문이다. 그러나 단점으로는 유압을 발생시키는 파워팩이 별도로 필요하므로, 로봇 내부의 설치공간이 요구되며 중량도 증가한다. 이에 반해, 전기식 수중 로봇팔은 작업 하중 능력은 상대적으로 작지만, 유압 파워팩(Power pack)과 같은 별도의 큰 장비를 요구하지 않는다(Sivcev et al., 2018). 상용으로 출시되는 전기식 수중 로봇팔 제품은 매우 제한적(ECA Group, Grall tech 정도)이며, 그 외의 대부분은 연구용으로 개발된 프로토타입(Prototype)이다.

본 연구에서는 수중 전기식 로봇팔로서, 비교적 수급이 쉬운 ECA Group 사의 7E-MINI 제품(Fig. 2)을 채택하였다. 이것은 그리퍼(Gripper) Jaw(집게)의 개폐(Opne/Close)를 포함하여 총 7개의 관절을 가지며, 수중 중량 30kg(육상 51kg), 작업 하중 25kg, 작업수심 300m이다. 이것의 세부 사양은 Table 1과 같다.



Fig. 1 KRISO Intervention ROV



Fig. 2 7E-MINI Manipulator of ECA Group

Table 1 Specifications of 7E-MINI Manipulator

Items	Value
Functions	7
Weight	30 kg (in water), 51 kg (in air)
Material	6082 T6 Aluminum Alloy, Hard anodized
Power	24 VDC, 100 W
Depth	300 m or 3,000 m (Oil filled)
Communication	RS232
Reach(full)	1,439 mm
Lift capacity	25 kg (full reach)
Angle ranges	Slew 120° Elevation 120° Elbow 130° Forearm 340° Wrist pitch 120° Jaw : 360°

7E-MINI 로봇팔은 몸체와 함께, 제어 내압용기, 압력보상기 (Pressure compensator), 각 관절의 압력보상용 매니폴더 블록 등으로 구성된다.

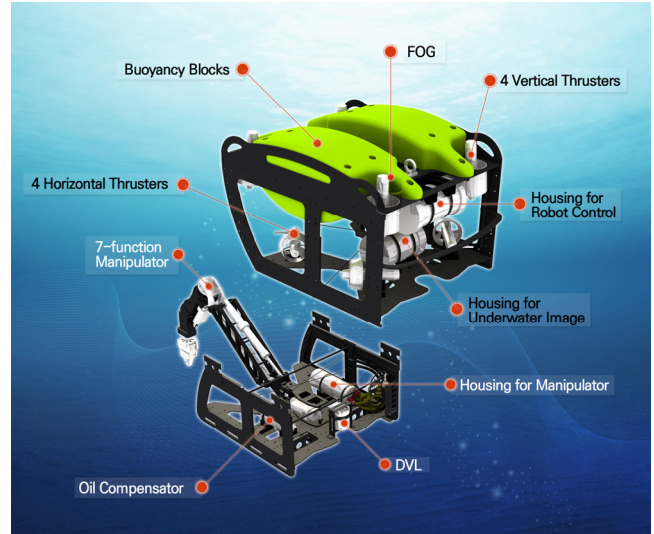
상기 로봇팔은 전용의 내압용기를 통해 원격으로 제어된다. 각 관절은 속도 지령을 통해 움직이며, 엔코더(Encoder) 등에 의해 위치와 속도 값이 계측된다. 이러한 모든 제어는 RS232 시리얼 통신을 통해 구현된다. 그리고 집게(Gripper Jaw) 조작용 제외한 6개 관절 중, 4개의 관절은 리니어 액츄에이터(Linear actuator), 나머지 2개는 회전식(Rotary) 액츄에이터에 의해 작동된다.

2.2 추진기 및 센서

앞서 설명한 것과 같이, 로봇 추진기는 4개의 수평추진기와 4개의 수직추진기, 그리고 센서는 IMU, DVL, Depth 센서, 4개의 카메라, 2개의 LED 라이트, 레이저스캐너로 이루어진다(Fig. 3).

수평추진기는 Tecnydyne™ 사의 Model 561로서, 전격 전력은 300VDC, 1kW이다. 수직 추진기는 동일사 제품의 Model 541로서 300VDC, 500W이며, 정·역 출력이 동일하다. 두 추진기는 RS455 시리얼 통신에 의해 작동되며, PWM(Pulse width modulation) 값(0 ~ 255) 지령을 통해 속도(RPM) 제어가 구현된다.

센서에 있어서는 먼저, 수중 항법을 위해 Advanced Navigation 사의 IMU, Spatial FOG, Nortek 사의 1MHz DVL, 그리고 수심

**Fig. 3** Configuration of KRISO ROV

측정을 위한 MENSOR 사의 CPT9000(500kPa) 압력 센서가 채택되었다.

자율작업 로봇의 수중 전방 주시를 위하여, DeepSea Power & Light 사의 아날로그식 카메라, WSC-4060과 LED 라이트, LSL-2000이 사용된다.

수중 작업 대상 물체의 수중 3차원 복원을 위해서는 자체 개발된 수중 디지털 카메라 및 레이저스캐너가 적용되며, 현재 자체 제작 중에 있다(Lee et al., 2018). 각 센서별 세부 사양은 Table 2와 같다.

3. 로봇 설계

KRISO 수중 자율작업용 로봇 설계에 있어서의 기본적 요구 사양은 기 선정된 ECA 7E-MINI 로봇팔을 수용하면서도 수조에 서의 운용 및 실험이 용이하도록 그 크기와 중량을 최소화하는 것이다. 이를 위해 제한된 공간 내에서의 로봇팔을 비롯한 핵심 장치들의 배치 설계와 상용 소프트웨어인 ABAQUS를 활용하여 로봇 몸체 프레임의 구조 안전성 해석을 수행하였다.

3.1 핵심장치 배치 설계

수조 또는 실험역에서의 원활한 핸들링(Handling) 및 실험을 위해 로봇의 크기와 무게를 제한하고 상대적으로 큰 규모의 로

Table 2 Specifications of Sensors

Items	Model	Communication	Accuracy
IMU	Spatial FOG	RS232	Accuracy: Heading 0.05°, R&P 0.01°
DVL	Nortek DVL 1 MHz	RS232	Altitude 50 m, Resolution 0.01 mm/s
Depth	CPT9000 (500 kPa)	RS232	Accuracy 0.008 % IS-33
Analog camera	WSC-4060	Composite	450TVL, 0.1 Lux at f/1.2
LED light	LSL-2000	RS485	9,000 Lumens, Dimming Control
Digital camera	Under developing	POE	-
Laser scanner	Under developing	RS232	-
Multi-beam	M900-90	RS232	FOW 90°, Resolution 25.4 mm

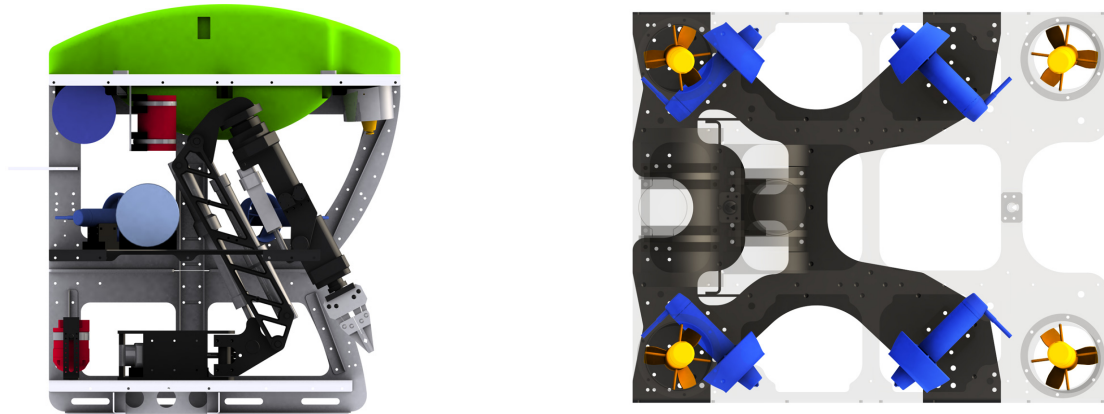


Fig. 4 Arrangement drawings of main devices on KRISO ROV: (Left) Manipulator, (Right) Thrusters

봇팔을 탑재시키기 위해서는 프레임 경량화 및 핵심장치 배치 설계가 매우 중요하다.

일반적인 수중로봇의 경우, 로봇팔 중량은 로봇 중량의 약 1/10 수준이지만, 본 작업용 로봇은 약 1/4 정도이다. 또한 로봇팔 배치에 있어서도, 대부분 작업 공간(Workspace)을 최대한 확보하기 위해 로봇의 전면부에 위치시키는 것과 달리, KRISO 로봇은 로봇팔을 로봇 중심에 위치시킴으로써(Fig. 4), 별도의 중량 보상 없이 초기 상태에서의 균형을 유지하도록 하였다. 그러나 이로 인해 각종 센서 설치에 필요한 내부 공간 확보에 어려움이 있으며, 로봇 내부에서의 로봇팔 움직임을 보장하기 위하여 로봇팔 하단과 로봇 상부 프레임 사이의 전고를 높여야 하는 단점을 가진다. 로봇 전고 문제는 로봇 프레임 상부의 앞부분을 개방시킴과 동시에 부력재 블록((Buoyancy block)을 좌·우로 분리시킴으로써 해소된다.

다음으로, 추진기 배치에 있어서는 로봇의 수평 운동을 제어하기 위한 4개의 추진기, 수직 운동제어를 위한 4개의 추진기, 총 8개의 추진기가 적용되었다. 수평 추진기의 경우, 벡터 방식을 고려하여 로봇 전면 기준으로 45°회전시켜 배치하였다. 이것은 전·후진 움직임보다 좌·우 위치 및 방위각 변경 등의 자세 유지에 초점을 둔 것으로, 로봇의 자율 작업시의 위치 유지 및 경로 제어를 염두에 둔 것이다(Christ and Werinli, 2007). 수직추진기의 경우, 4개 모두 중심 방향으로 5° 기울여 설치되었다. 기울기 5° 제한은 로봇팔 움직임에 따른 로봇 몸체의 롤(Roll) 및 피치(Pitch) 운동보상을 위해 수직 방향의 추력을 최대한 확보하는 것과 수직추진기 작동에 따른 로봇 상·하 방향으로의 유동이 로봇 몸체에 직접 영향을 미치지 못하도록 하는 범위 내에서 설정되었다.

그 외, IMU, DVL, 로봇 제어용 내압하우징은 로봇 후면부에 배치하였으며, 이것은 수중 작업 시 로봇팔이 로봇 전면부로 움직임에 따라 질량중심이 앞쪽으로 이동하는 현상을 조금이나마 보상하기 위한 것이다.

3.2 몸체 프레임 설계

본 절에서는 앞서 배치 설계된 로봇 몸체 프레임의 구조적 안전성을 확보하고, 이를 설계에 반영하기 위하여 상용 소프트웨어인 ABAQUS를 이용하여 구조 해석을 수행하였다. 수중 자율 작업용 로봇은 여러 운용조건 중 크레인 또는 LARS(Launch and

recovery system)를 이용하여 선박에서 수중으로 진·회수될 때 최대 하중이 발생하기 때문에, 이러한 해석조건을 고려하여 구조 해석을 진행하였다. 해석을 위한 경계조건으로는 진·회수 시, 크레인 등과 체결되는 부분에 대해 자유도를 구속하였다. 하중 조건으로는 자율작업로봇의 무게, 진·회수 작업 과정에서 케이블을 감거나 멈출 때의 가·감속에 의한 힘, 수중에서 운동하는 물체에 작용하는 부가질량, 파도에 의한 파력, 바람에 의한 풍력, 그리고 부력 등이 있다. 이러한 하중 조건들 중에서 파력과 풍력은 자중에 비해 상대적으로 작으며, 만약 파력과 풍력이 클 때에는 실제 진·회수를 진행하지 않기 때문에 본 해석 조건에서는 고려하지 않았다. 아울러, 진·회수 작업 시 로봇이 해수면 밖으로 나온 상황으로 가정하여 부가질량에 의한 하중과 부력도 본 해석에서는 고려하지 않았다.

본 구조 해석에 고려된 하중 조건은 Table 3, 그리고 경계 조건은 Fig. 5와 같다. Fig. 5에서 왼쪽 그림은 수중 자율작업용 로봇에 배치된 장비들의 무게에 대해 집중질량으로 나타낸 것이며, 오른쪽은 해석을 위한 경계 및 하중 조건을 나타낸 것이다. 자율작업용 로봇의 유한요소모델을 확보하고 구조 안전성을

Table 3 Mass acted on the robot body

Items	Mass [kg]	Total Mass [kg]
Frame	44.4	186.0
Robot arm	51.4	
Other equipments	67.2	
Buoyancy	23.0	

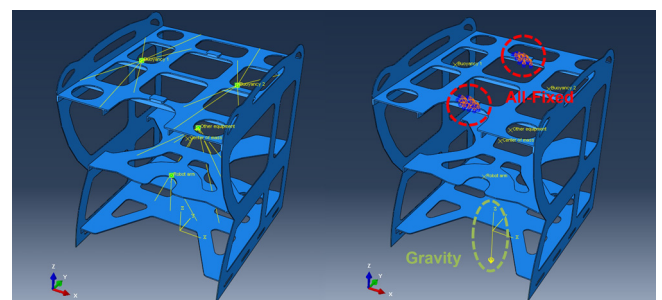


Fig. 5 Boundary condition for structural analysis : (Left) Distributed mass (Right) Boundary & loading condition

평가하기 위해 ABAQUS에서 정적해석(Static, General)을 수행하였으며, 진·회수 시 해석조건에서의 최대 응력을 확인하였다. 정적해석 결과는 Fig. 6(a)와 같고, 진·회수 시 크레인 등과 체결되는 뒷부분에서 76.55MPa인 1차 최대 응력이 발생하며, 다른 부분에 비해 상대적으로 구조적 취약함을 보인다. 이는 로봇 팔, 기타 장비들, 부력재 등의 자중에 의해 프레임이 z방향으로 처짐이 생겨서, 이를 지지하는 프레임과 체결되는 부분에서 최대 응력이 발생하는 것으로 판단할 수 있다. 또한 2차 최대 응력으로는 로봇 프레임 옆의 하부 판 모서리 부분에서 20.58MPa로 발생한다. 본 연구에서 고려한 로봇 프레임의 재질인 AL 6061-T6의 항복 강도 276MPa를 고려할 때, 응력 관점에서 로봇 프레임은 충분한 안전성을 갖추었다고 판단할 수 있으며, 안전계수는 약 3.6을 확보하였다.

로봇 프레임의 전체 모드 형상을 평가하기 위해, 진·회수 시의 경계조건을 적용한 주파수 해석을 추가적으로 수행하였다. 로봇 프레임의 주파수 해석 결과는 Fig. 6(b)와 같다. 여기서 왼쪽의 첫 번째 모드 형상은 프레임의 좌·우 비틀림 형상이며, 그 때의 주파수는 약 2.2513Hz이다. 오른쪽의 두 번째 모드 형상은 진·회수 시 수직 방향으로의 굽힘 형상이며, 주파수는 약 9.1280Hz이다. 주파수 해석 결과 상대적으로 낮은 주파수 영역에서 발생하기 때문에 좌우 비틀림과 수직 방향의 굽힘 형상에 대해서 보강이 필요하다.

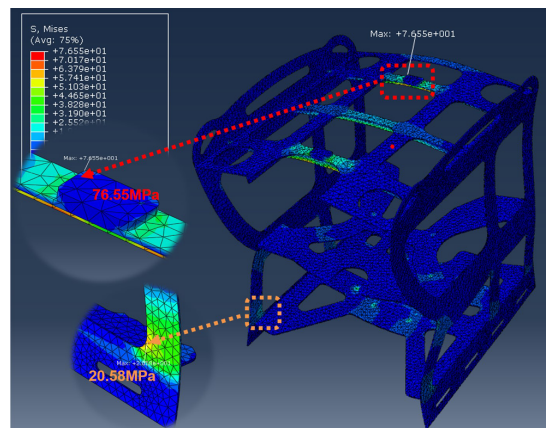
결국, 비틀림 현상을 보강하기 위해 로봇 프레임의 옆판에 3T의 ‘C’자 리브와 스테인리스강(Stainless steel) 봉을 추가하였고, 굽힘 형상에 대해서는 프레임의 상판 리브에 판을 추가적으로 보강하여 로봇 프레임 설계에 반영하였다.

3.3 로봇 전기·전자시스템 설계

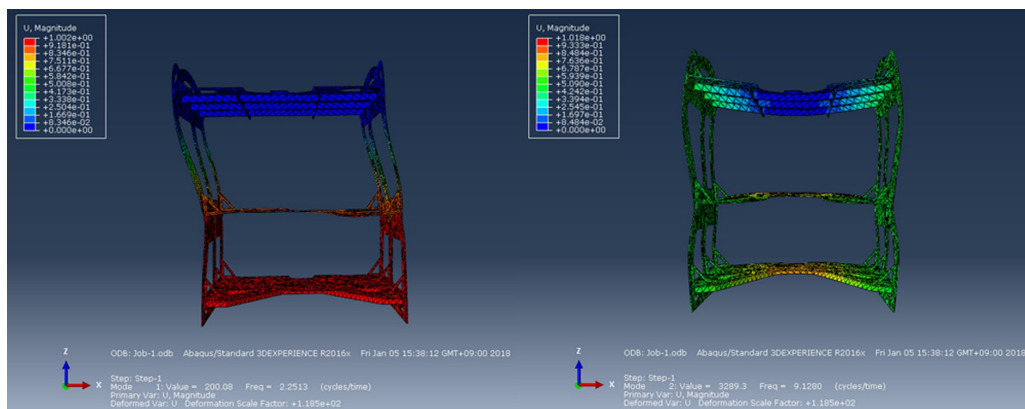
3.1절에 설명된 추진기 및 센서들과 로봇 운용시스템 사이의 인터페이스를 위해, 2개의 내압하우징, 로봇 제어용 하우징과 3차원 물체 복원을 위한 수중 이미지용 하우징이 설치된다. 수중 자율작업용 로봇은 엄비리컬 케이블을 통해, 선상으로부터 300VDC 전원을 공급받으며, F/O 통신을 통해 모든 정보를 송·수신한다.

로봇 몸체 운동 및 로봇팔 관련 정보는 로봇 운동 제어용 하우징을 통해 수상으로 전송되며, 3차원 물체 복원을 위한 모든 정보는 복원용 하우징을 통해 수집되고, 다시 로봇 제어용 하우징을 거쳐 수상으로 전송된다. 로봇 제어용 하우징과 복원용 하우징은 이더넷(Ethernet) 통신을 통해 서로 정보를 교환한다(Fig. 7).

로봇에 설치된 센서들은 선상으로부터 각 내압하우징에 보내진 고압 300VDC 전원을 내부에 설치된 DC-DC 변환기(Converter)를 통해 저압으로 강압한 24VDC의 전원을 공급받는다. 각 하우징 내부의 사용 전류 및 전압, 온도 및 습도 등의 정보도 별도로 제공된다.



(a) Static analysis result: maximum stress



(b) Frequency analysis results: (Left) 1st mode, (Right) 2nd mode

Fig. 6 Structural analysis of robot body frame using ABAQUS

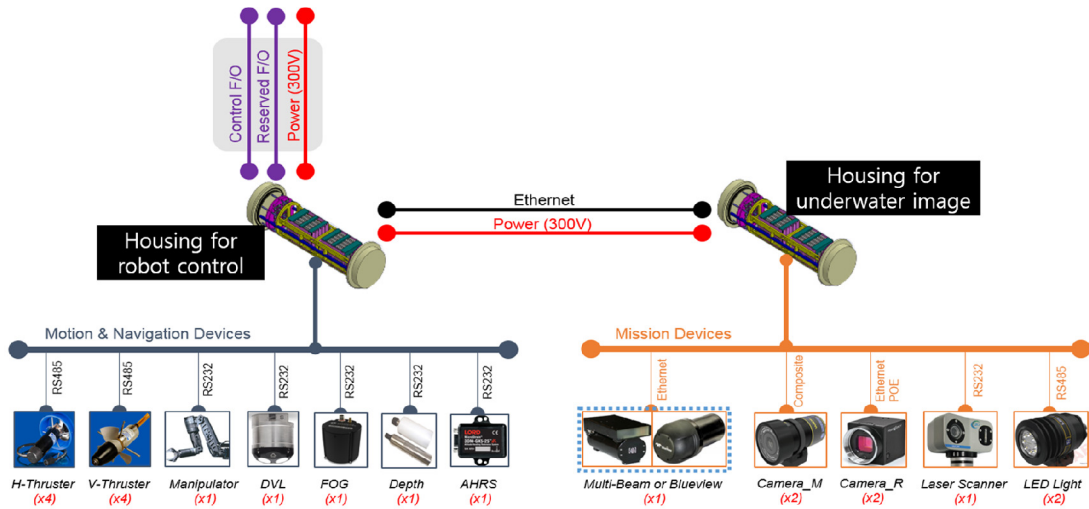
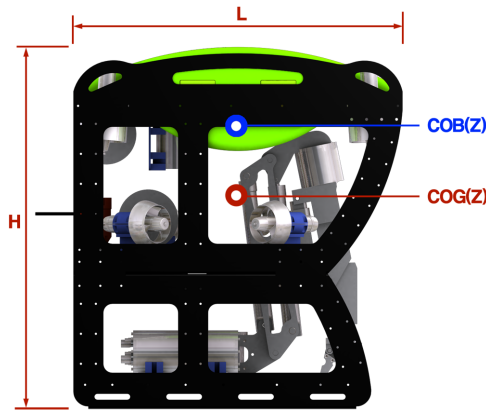


Fig. 7 Electric-Electronic system of KRISO Intervention ROV

Table 4 Specifications of KRISO Intervention ROV

Items	Value
Mass	206.1 kg
Length (L)	1,100 mm
Height (H)	1,266 mm
Width	924 mm
COG (Z)	721.7 mm
COB (Z)	933.3 mm
Projected area front	815,526
Projected area side	1,082,807 mm ²
Projected area top	980,343 mm ²



로봇 전체 중량 및 부력, 그리고 그 중심점의 위치 정보를 얻기 위해, 프레임, 각종 센서를 비롯한 모든 부품들의 기중 및 수중 중량을 직접 측정하여, 최종적으로 이들 정보를 CAD 도면에 반영하여 얻어진 로봇의 사양은 Table 4와 같다. 부력중심(COB, Center of buoyancy)과 무게중심(COG, Center of gravity)은 로봇의 수평면 중심점에 위치하고 있는 것을 확인할 수 있다.

4. 로봇 운용

4.1 로봇 운용시스템

로봇 운용시스템은 선상의 원격제어스테이션(Remote control station), 키보드(Keyboard), 조이스틱(Joystick) 등의 제어 장치(Control device), 그리고 운용 S/W로 구성된다(Fig. 8).

원격제어스테이션은 교류 440V 전원을 직류 300V로 변환시키는 직류전압변환장치, F/O 통신을 이더넷 통신으로 변환하는 통신변환장치 그리고 주제어용 PC 등으로 구성되며, 키보드 및 조이스틱은 주제어용 PC에 접속되어 운전자의 지령을 전달하는 제어 장치에 속한다.

로봇 운용 S/W는 리눅스 기반의 ROS를 채택하였으며, 사용자 편의를 위한 GUI 개발에 있어서도 ROS가 제공하는 3D 가시

화 프로그램인 RViz를 활용한다.

Fig. 8에서 중앙의 사각형 부분은 로봇 운용 S/W 구조 및 세부 내용을 나타낸다. 이것은 Preliminary level, Fundamental level, Perception level, Navi. & Planning 및 Control level, 그리고 Task level의 5단계(Level)의 계층 구조를 갖는다. Task level에서 Task는 수중 물체 파지(Underwater object grasping)로 정의되며, Preliminary 단계에서의 프로그램은 주위 환경, 전력과 통신 상태, 로봇 상태 등의 정보들을 계측하거나 예측하는 것, 그리고 Fundamental 단계에서는 추진기 추력 관계식, 대상 물체 3차원 정보 추출, 로봇-로봇팔의 기구학 및 역기구학 등이 포함되며 이미 개발이 완료 되었다. 현재, Perception 단계와 Navi. & Planning 및 Control 단계의 프로그램들이 개발되고 있다.

4.2 수조 시운전

앞서 설계·제작된 자율작업 로봇은 앞으로 KRISO 내의 수조(Water tank)에서 기본 성능 및 핵심 알고리즘 검증 실험 등이 진행될 것이다. 실험 수조의 크기는 폭 5m × 길이 20m × 깊이 2.7m이며, 지원 장비로는 전차(Carriage)가 구비되어 있다(Fig. 9). 전차는 지원 선박의 역할을 담당하며, 수전반과 원격제어스테이션 등이 설치된다. 로봇의 진수에 앞서 육상 점검(수밀 상태, 통전 및

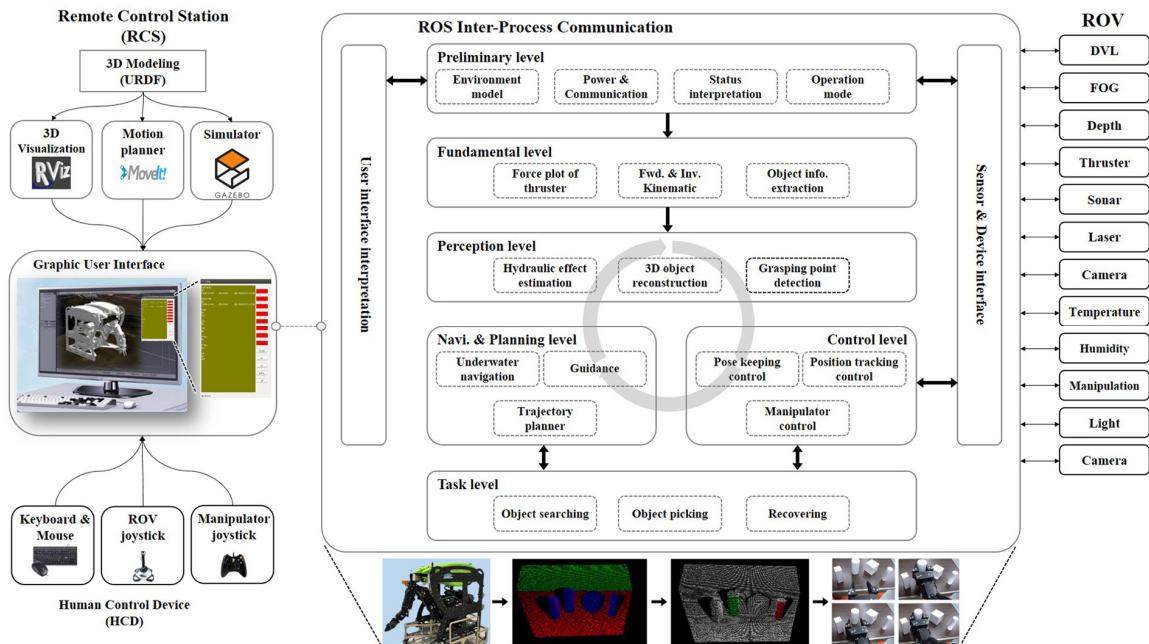


Fig. 8 Configuration of robot operation system



Fig. 9 Scene of water tank test with KRISO ROV

통신 상태, 기본 작동 상태)과 수중 균형(Balancing) 작업이 수행되며, 특히 본 과정에서는 로봇의 수중 중량 보다 부력이 약 4kg 정도 높게 제작되어 있어, 3.5kg의 중량물(Weight)을 추가시켜 전체 균형을 맞추었다.

수조에서의 로봇 기본성능은 조이스틱 수동 조작을 통한 전·후, 상·하, 회전 등의 운동 성능과 로봇팔의 움직임에 따른 로봇의 자세 변동을 확인하는 것에 초점을 두었다.

로봇의 운동 성능은 Fig. 10과 Fig. 11에서 확인할 수 있다. Fig. 10은 수동 조작에 따른 로봇의 x 및 y 방향의 속도, 그리고

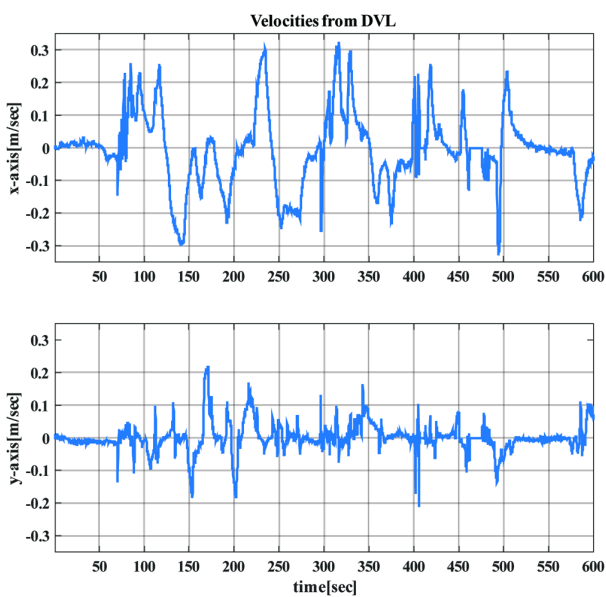


Fig. 10 Velocities from DVL in manual operation

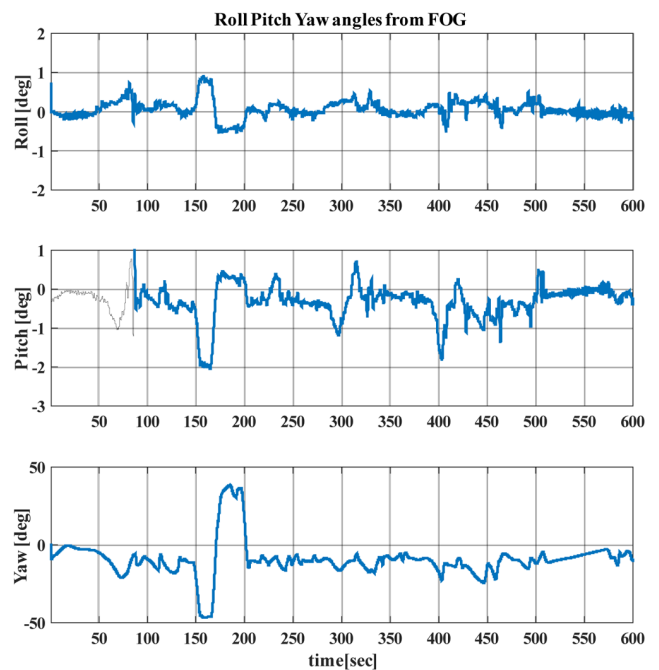


Fig. 11 Roll, Pitch and Yaw angles of robot platform in manual operation

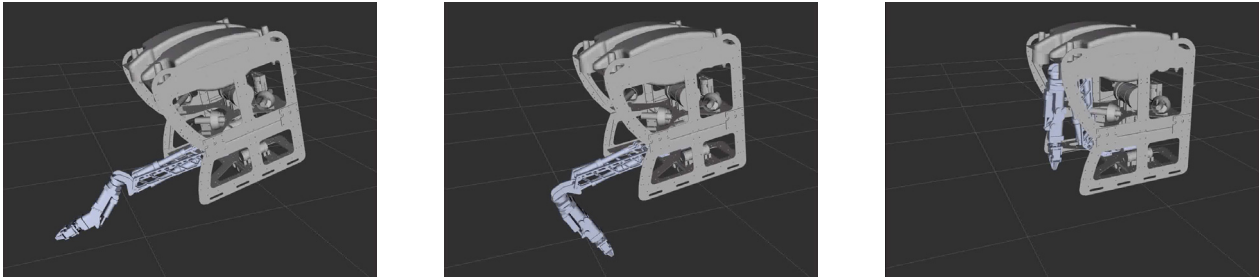


Fig. 12 Robot attitude variation by manipulator motion: (Left) Full-reach (Middle) Half-fold (Right) Fold

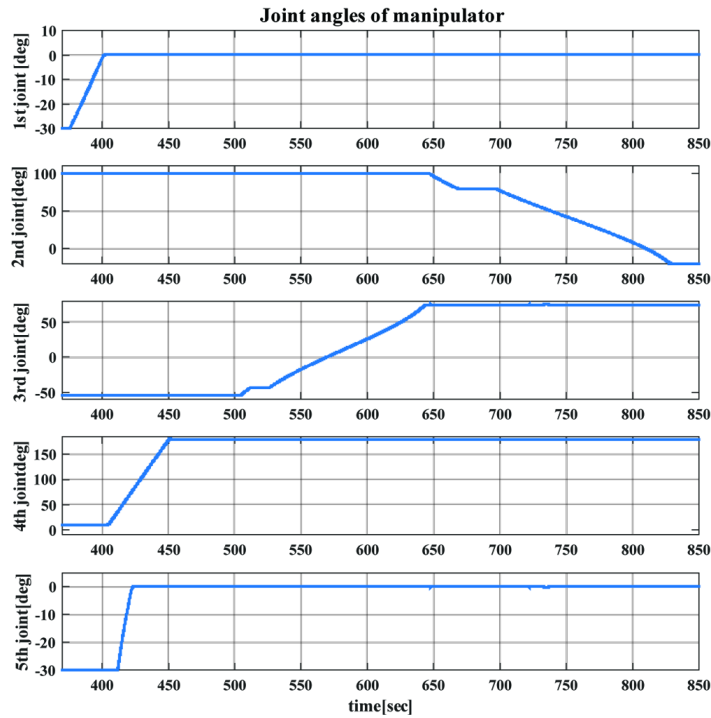


Fig. 13 Joint angles in manipulator operation

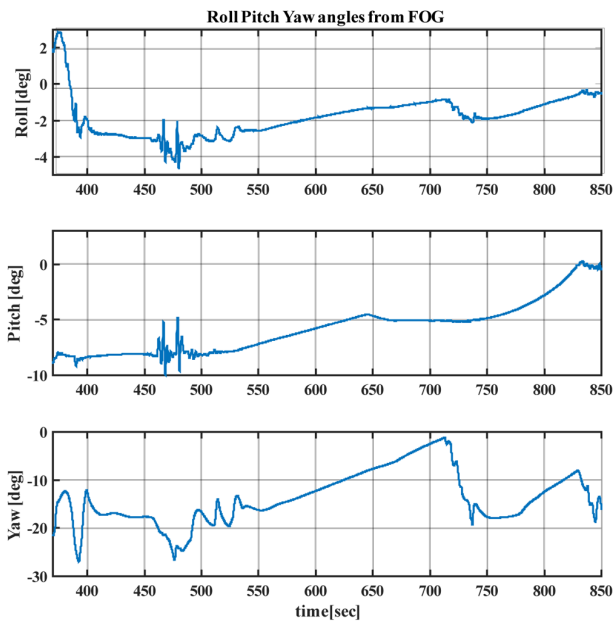


Fig. 14 Roll, Pitch and Yaw angle of robot platform in manipulator operation

Fig. 11은 x, y, z 방향(Roll, Pitch, Yaw)의 회전각을 각각 나타낸다. Fig. 11의 150초부터 200초까지 구간의 큰 회전 운동에서는 롤(Roll) 각은 1° 그리고 피치(Pitch) 각은 2° 정도의 운동을 보이지만, 그 외 전·후 또는 좌·우 움직임에서는 롤 각은 0.5° , 피치 각은 1° 범위 내에서 움직이는 것을 확인할 수 있다.

로봇팔의 움직임에 따른 로봇의 운동을 확인하기 위해, Fig. 12의 왼쪽부터 오른쪽까지와 같이 로봇팔을 로봇 앞으로 완전히 뻗은 다음 로봇 몸체 중앙으로 서서히 접으면서 변화를 측정하였다. Fig. 13은 로봇팔이 움직이는 동안 계측된 각 관절의 각도를 나타낸다. 6번과 7번 관절은 멈춰있어서 그래프에 나타나지 않았다.

Fig. 14는 로봇팔 움직임에 따른 로봇의 x, y, z 방향(Roll, Pitch, Yaw)의 각도를 나타내고 있다. Fig. 12의 왼쪽 그림과 같이 로봇팔이 앞으로 완전히 뻗었을 때, 로봇 피치(Pitch) 각도는 최대 8° 까지 앞으로 기우는 것을 알 수 있다. 로봇팔 움직임은 로봇 자세 뿐만 아니라 로봇 방위각(Yaw angle)에도 영향을 미치는 것이 확인되었다. 이러한 로봇팔 움직임에 따른 영향 특성은 추가 실험을 통해 면밀히 분석될 것이다.

5. 결 론

본 논문에서는 KRISO에서 수중 자율작업에 있어서의 핵심 알고리즘 확보에 필요한 로봇 플랫폼 개발에 관하여 소개하였다. KRISO 자율작업용 로봇은 ROV 형태를 갖추고 있으며, 7관절의 전기식 로봇팔을 탑재하고 있다. 여기에는 ECA Group사의 7E-MINI 로봇팔을 선정하였으며, 중형 규모의 로봇팔을 수용하면서도 수중에서의 운용이 용이하도록, 로봇팔을 로봇 중앙에 위치시키고, 무게를 최소화하기 위해 ABAQUS를 통한 구조 프레임 해석을 수행하였다. 이를 통해, 개발된 로봇 플랫폼은 너비 920mm, 길이 1,100mm, 높이 1,200mm, 중량(육상)은 약 206kg으로 제작되었다. 로봇은 수중 위치, 자세 등의 계측을 위해 IMU, DVL, 수심 센서가 설치되어 있으며, 4개의 수평추진기와 4개의 수직추진기를 통해 제어된다. 수중작업에서의 대상 물체를 로봇이 스스로 식별하고 인지하기 위해 2대의 고화질 카메라와 레이저스캐너가 사용되며, 현재 자체 제작이 진행되고 있다. 로봇 운용을 위하여 전력공급장치와 주제어(Main control) PC로 구성된 원격제어스테이션과 ROS 기반의 운용 S/W를 개발하고 있다. 끝으로, 수중에서의 조이스틱을 이용한 로봇 수동작동을 통해 로봇의 움직임과, 로봇팔 움직임에 따른 로봇 자세 변동까지 엄밀히 관찰하였다.

향후 계획으로는, 우선 로봇팔의 운동 특성 분석, 로봇 및 로봇팔의 유체저항력 측정 실험, 그리고 이를 통한 로봇 운동방정식 도출 및 제어기 설계, 다음으로는 수중레이저스캐너를 활용한 3차원 물체 자율인식 알고리즘 개발, 최종적으로는 개발된 로봇 플랫폼을 기반으로, 자율 운동보상제어 및 물체인식 알고리즘 등을 활용한 수중 대상체 자율과지(Autonomous grasping) 기술 개발 및 검증을 진행할 예정이다.

후 기

본 연구는 선박해양플랜트연구소의 기관목적사업으로 수행되고 있는 ‘수중 자율작업을 위한 3차원 물체인식 및 로봇-로봇팔 운동보상제어 기반기술 개발’ 과제에 의해 수행되었습니다.

References

- Christ RD., Werinli RL., 2007. The ROV Manual: A User Guide for Observation-Class Remotely Operated Vehicles. Published by Elsevier.
- Haugalokken, B.O.A., Jorgensen, E.K., Schjolberg, I., 2018. Experimental Validation of End-effector Stabilization for Underwater Vehicle-manipulator Systems in Subsea Operations. *Robotics and Autonomous Systems*, 109, 1-12. <https://doi.org/10.1016/j.robot.2018.08.007>
- Lee, YJ., Lee, YG., Chae, JB., Choi, HT., Yeu, TK., 2018. Development of Underwater Laser Scanner with Efficient and Flexible Installation for Unmanned Underwater Vehicle. *Journal of Ocean Engineering Technology*, 32(6), 511-517. <https://doi.org/10.26748/KSOE.2018.32.6.511>
- Mohan, S., Kim, J.H., 2015. Coordinated Motion Control in Task Space of an Autonomous Underwater Vehicle-manipulator System. *Ocean Engineering*, 104, 155-167. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.05.011>
- Ridao, P., Carreras, M., Ribas, D., Sanz, P.J., Oliver, G., 2014. Intervention AUVs: The Next Challenge. *Proceedings of the 19th World Congress The International Federation of Automatic Control*, Cape Town, South Africa. 12146-12159.
- Ridolfi, A., Conti, R., Costanzi, R., Fanelli, F., Meli, E., 2015. A Dynamic Manipulation Strategy for an Intervention: Autonomous Underwater Vehicle. *Advances in Robotics & Automation*, 4(2), 1-16. <https://doi.org/10.4172/2168-9695.1000132>
- Simetti, E., Casalino, G., Wanderlingh, F., Aicardi, M., 2018. Task Priority Control of Underwater Intervention Systems: Theory and Applications. *Ocean Engineering*, 164, 40-54. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.06.026>
- Sivcev, S., Coleman, J., Omerdic, E., Dooly, G., Toal, D., 2018. Underwater Manipulator: A Review. *Ocean Engineering*, 163, 431-450. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.06.018>

Heading Control of URI-T, an Underwater Cable Burying ROV: Theory and Sea Trial Verification

Gun Rae Cho¹*, Hyungjoo Kang¹*, Mun-Jik Lee¹*, and Ji-Hong Li¹*

¹Marine Robotics R&D Division, Korea Institute of Robot and Convergence, Pohang, Korea

URI-T, 해저 케이블 매설용 ROV의 선수각 제어 및 실험 검증

조건래¹* · 강형주¹* · 이문직¹* · 이계홍¹*

¹한국로봇융합연구원 해양로봇연구본부

KEY WORDS: Heading control 선수각 제어, Underwater cable burial 해저케이블매설, ROV 원격무인잠수정, Dynamics identification, 동역학 추정, Sea trial 실험 검증

ABSTRACT: When burying underwater cables using robots, heading control is one of the key functions for the robots to improve task efficiency. This paper addresses the heading control issue for URI-T, an ROV for underwater construction tasks, including the burial and maintenance of cables or small diameter pipelines. Through modeling and identifying the heading motion of URI-T, the dynamic characteristics and input limitation are analyzed. Based on the identification results, a PD type controller with appropriate input treatment is designed for the heading control of URI-T. The performance of the heading controller was verified in water tank experiments. The field applicability of the proposed controller was also evaluated through the sea trial of URI-T at the East Sea, with a water depth of 500 m.

1. 서 론

해양은 사람의 직접적인 접근이 제한되는 공간으로 다양한 분야의 작업들이 수중로봇을 활용하여 수행되고 있다(Christ and Wernli, 2014; Yuh, 2000). 한 예로 해저케이블 매설 분야를 들 수 있는데, 이 분야에는 육지와 도서 간의 전력공급을 위한 HVDC (High voltage direct current) 케이블 설치(Kwon et al., 2002), 해상 풍력단지과 육지 간의 해저케이블 연결(Kim et al., 2012), 해저 통신케이블의 설치(Choi and Kim, 1997) 등이 포함된다. 해저 케이블 매설 분야는 사람이 접근하기 어려운 심해 작업을 포함할 뿐만 아니라, 작업 수행 시 매우 큰 힘이 필요하기 때문에 중작업 수행이 가능한 대형 수중로봇이 활용된다.

최근, 해저케이블 매설용 중작업용 ROV(Remotely operated vehicle)인 URI-T(Underwater robot it's trencher)가 개발되고 있다(Kang et al., 2018). URI-T는 수심 2,500m급의 해저에서 해저 케이블 및 소구경 파이프의 매설 작업과 유지보수 작업을 수행하는 로봇으로, Fig. 1에 그 모습을 도시하였으며, Table 1에 대략적인 사양을 정리하였다. URI-T는 국내 기술로 개발되고 있으

며, 국외 소수 기업이 독과점하고 있는 수중로봇 분야에서 국내 기술 경쟁력을 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

URI-T와 같은 수중 중작업용 로봇이 해저 케이블의 매설 작업을 수행함에 있어서, 로봇의 선수각 제어는 매우 중요한 역할을 한다. 특히, 로봇과 선상시스템 간의 전력 공급 및 통신을 위한 엠티리컬 케이블의 손상 방지를 위해서는 엠티리컬 케이블의 꼬임 수준이 철저하게 관리되어야 하는데, 이를 위해서는 로봇의 진·회수 시 로봇의 선수각 각도를 일정하게 유지할 수 있어야 한다. 또한, 해저 케이블 매설 작업이나 매설 후 결과 서베이 작업 등을 수행할 때도 해저 케이블 루트를 따라서 로봇이 선수각을 맞춰서 이동할 수 있어야 한다. 만약, 로봇의 선수각 제어가 제대로 동작하지 않는다면, 로봇 조종자에게 큰 부담이 되어 장시간 로봇 운용이 어려울 뿐만 아니라, 로봇의 고장 등 사고를 초래할 수도 있다. 사람의 접근이 제한되는 깊은 수심에서의 사고는 즉각적인 대응이 어려울 뿐만 아니라, 큰 경제적 손실로 이어질 수 있다.

본 연구에서는 해저케이블 매설용 중작업 ROV인 URI-T의 선수각 제어에 대해 다룬다. 먼저, URI-T의 선수각 거동에 대한

Received 27 January 2019, revised 5 April 2019, accepted 11 April 2019

Corresponding author Gun Rae Cho: +82-54-279-0459, sandman@kro.re.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0002-8536-4844

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of 13th KROC 2018 in Pyeongchang.

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.



Fig. 1 URI-T, an underwater cable burying ROV

Table 1 Brief specification of URI-T

Contents	Specification
Size	6.5 × 5.0 × 4.5 m
Weight	21,280 kg(air) / 540 kg(water)
Max. water depth	2,500 m
Max. burying depth	3.0 m
Max. burying speed	2.0 km/hr
Max. forward speed	3.0 knot (5.56 km/hr)

특성을 파악하기 위해 동역학 모델을 유도하고 실험 결과를 기반으로 모델 계수를 추정하였다. 이 결과를 활용하여 URI-T의 선수각 제어 알고리즘을 설계하였으며 수조 실험을 통해 성능을 검증하였다. 또한, 수심 500m급의 실험역에서 해저 케이블 매설 시험을 수행함에 있어서 개발한 선수각 제어를 적용함으로써, 현장 적용 성능을 검증하였다.

2. URI-T의 선수각 동역학 모델 분석

2.1 시스템의 구성

Fig. 2에 ROV의 수평거동을 결정하는 시스템의 블록도를 도시하였다. Fig. 2로부터 알 수 있듯이, 제어기는 밸브팩 입력($\mu_i, i = 1, 2, 3, 4$)을 통해 밸브팩의 열림/닫힘 수준을 결정하며, 이 수준에 따라 추진기로 유입되는 작동유의 유량(Q_i)이 결정된다. 추진기는 작동유 유량에 의해 프로펠러가 회전하여 추진력(T_i)을 발생시킨다. ROV는 추진기의 추진력을 이용하여 거동하게 된다. 추진기의 선수각 거동을 결정하는 추진기는 총 4개이며, 플랫폼에 좌우 앞뒤 대칭으로 배치되어 있다. 추진기의 배치 위치는 Fig. 3에서 확인할 수 있다. 추진기의 회전 거동은 DVL(Doppler velocity log) 및 IMU(Inertial measurement unit)를 통해 측정된다. DVL은 지자기센서를 포함하며, ROV 선수각을 측정할 수 있다. IMU는 자이로센서를 포함하며, 선수각속도를 측정할 수 있다.

제어기의 역할은 DVL 및 IMU로부터 ROV의 선수각 및 선수각속도를 입력 받아 ROV의 선수각을 원하는 값으로 수렴시키기 위한 밸브팩 제어 입력을 결정하는 것이다. 적절한 선수각 제어 알고리즘을 결정하기 위해서는 ROV의 선수각 거동에 대한 동역학적 특성을 파악할 필요가 있다. 동역학 특성을 파악하는 목적을 조금 더 상세히 기술하면 다음과 같다.

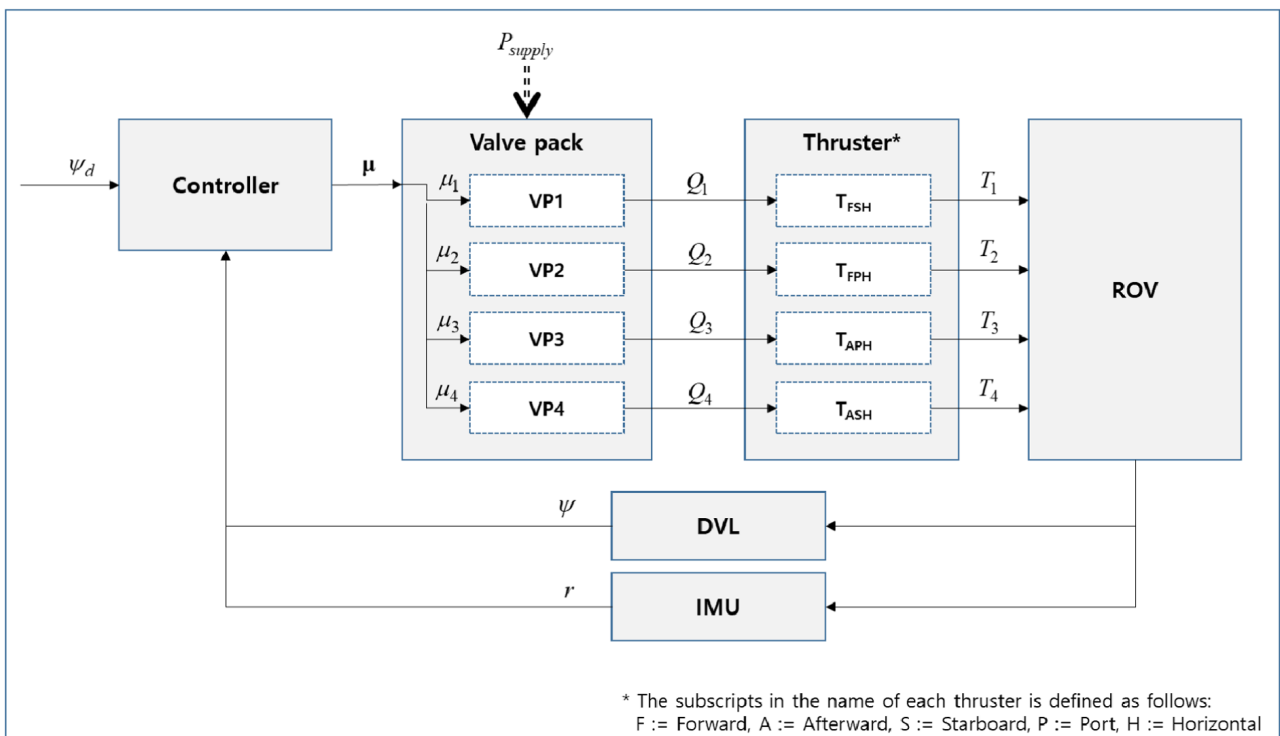


Fig. 2 Block diagram of ROV system for horizontal motion

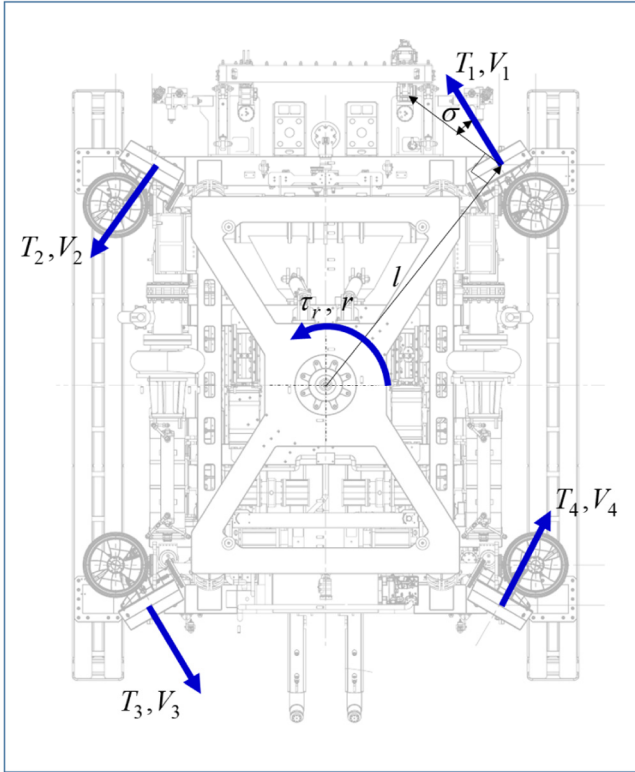


Fig. 3 Location of thrusters in ROV

- (1) ROV의 동역학 특성이 고등제어를 필요로 하는 특성(비최소위상특성, 매칭조건 등)을 갖는지 확인한다.
 - (2) 밸브백 제어입력이 회전모멘트(추진기 추력의 합력)과 선형적 관계에 있는지 확인한다.
 - (3) 입력불감대(Dead zone)나 입력포화(Saturation) 등 제어입력의 제한이 있는지 확인한다.
- 이상의 동역학 특성을 확인하기 위해, ROV의 동역학 모델을 분석했으며, 그 결과를 다음 절에 정리하였다. 2.2절에서는 동역학 모델에 대한 수학적 접근 결과를 정리하였으며, 2.3절에서는 동역학 계수를 추정한 결과를 정리하였다.

2.2 트랜처의 선수각 동역학 모델

수중로봇의 동역학 모델은 다음과 같이 주어진다(Fossen, 1994).

$$M\dot{v} + C(v)v + D(v)v + g(\eta) = \tau \tag{1}$$

여기서, **M**은 강체와 유체 거동에 의한 관성행렬, **C(v)**는 코리올리력과 원심력 행렬, **D(v)**는 감쇠행렬, **g(η)**는 중력과 부력 벡터, **τ**는 추진기에 의한 제어 입력 힘과 토크, $v = [u, v, w, p, q, r]^T$ 는 몸체고정좌표계에서의 속도변수, $\eta = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]^T$ 는 지구좌표계의 위치변수를 나타낸다. 본 연구에서는 선수각 제어에 관해 다루므로, 선수각과 관련되지 않는 변수를 모두 0으로 가정한다. $u = v = w = p = q = 0, x = y = z = \phi = \theta = 0$. 이 경우, 식 (1)로부터 선수각 거동에 관련된 동역학을 단순화하여 표현할 수 있으며, 식 (2)와 같이 구해진다(Fossen, 1994).

$$(I_z - N_{\dot{\psi}})\dot{r} + (N_r + N_{r|r}|r|)r = \tau_r \tag{2}$$

여기서, I_z 는 ROV 강체의 선수각 회전에 대한 관성모멘트, $N_{\dot{\psi}}$ 은 유체에 의한 추가 관성모멘트, N_r 및 $N_{r|r}$ 는 각각 1차 감쇠계수와 2차 감쇠계수, τ_r 은 추진기의 조합을 통해 얻어지는 선수각 제어 입력이다. ROV의 선수각은 기구학적 관계로부터 구해질 수 있는데, 식 (2)로 주어진 선수각속도로부터 식 (3)과 같이 구해진다.

$$\dot{\psi} = r \tag{3}$$

식 (2)의 선수각 제어 입력(τ_r)은 추진기의 조합으로 구해진다. 트랜처에서 수평방향 추진기의 배치를 Fig. 3에 도시하였다. 네 개의 추진기를 통해 얻어지는 추진력은 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$\tau_r = l \cos(\sigma) \sum_{i=1}^4 T_i \tag{4}$$

여기서, l 은 ROV 센터에서 각 수평추진기까지의 거리, σ 는 각 수평추진기 방향이 l 의 수직 방향과 이루는 각도, T_i 는 각 추진기의 추진력을 나타낸다. 여기서, T_i 는 추진기 프로펠러의 회전에 의해 결정되며, 식 (5)와 같이 표현된다(Fossen, 1994).

$$T_i = T_{|n|n} |n_i| n_i + T_{|n|V} |n_i| V \tag{5}$$

여기서, $n_i (i=1,2,3,4)$ 는 추진기의 회전 속도, V 는 추진기와 유체의 상대 속도, $T_{|n|n}$ 및 $T_{|n|V}$ 는 각각 추진력 계수이다. 실제로, $T_{|n|n}$ 및 $T_{|n|V}$ 는 추진기마다 다소 차이가 있을 수 있다. 그러나, URI-T에는 모두 동일한 모델의 추진기를 사용했으므로, 추진기의 계수값이 서로 같다고 가정한다. 추진기에 대한 조금 더 정교한 모델은 Kim and Chung(2006)에서 확인할 수 있다. 추진기와 유체의 상대속도 V 는 ROV의 선수각 거동에 의해 발생할 수 있으며, Fig. 3으로부터 식 (6)과 같이 표현할 수 있다.

$$V = -rl \cos(\sigma) \tag{6}$$

식 (2)-(6)를 정리하면, 추진기 회전 속도에 대한 ROV의 선수각 동역학을 식 (7)과 같이 표현할 수 있다.

$$\alpha \dot{r} + \beta r + \gamma |r|r + \delta r \sum_{i=1}^4 |n_i| = \sum_{i=1}^4 |n_i| n_i \tag{7}$$

여기서 $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ 의 계수값은 식 (8)과 같다.

$$\alpha = \frac{I_z - N_{\dot{\psi}}}{T_{|n|n} l \cos(\sigma)}, \quad \beta = \frac{N_r}{T_{|n|n} l \cos(\sigma)}, \quad \gamma = \frac{N_{r|r}}{T_{|n|n} l \cos(\sigma)}, \quad \delta = \frac{-T_{|n|V} l \cos(\sigma)}{T_{|n|n}} \tag{8}$$

식 (7)의 제어입력인 각 추진기의 회전 속도는 밸브팩의 제어 입력에 의해서 결정된다. 즉, 밸브의 열림 수준에 따라 추진기로 유입되는 작동유의 유량이 결정되며, 추진기의 회전 속도는 이 유량에 의해 결정된다. 추진기로 유입되는 유량은 식 (9)와 같이 표현된다(Lee and Chang, 2002).

$$Q_i = cA(\mu_i)\sqrt{\Delta P_i} \quad (9)$$

여기서, Q_i 는 각 추진기로 유입되는 작동유의 유량, c 는 유량계수, A 는 밸브의 열림 면적, ΔP_i 는 밸브의 양단에 걸리는 작동유의 압력차이다. 밸브의 열림 면적은 밸브팩 제어입력에 의해 결정된다. 또한, 추진기 회전 동역학이 매우 빠르다고 가정할 경우, 추진기 회전 속도는 입력 유량에 비례하므로 추진기의 회전 속도는 식 (10)과 같이 표현할 수 있다.

$$n_i = \kappa Q_i = \kappa c \sqrt{\Delta P_i} A(\mu_i) \quad (10)$$

여기서, κ 는 비례상수이다. 위 식으로부터, 밸브의 열림면적이 밸브팩 제어입력에 비례한다면, 추진기의 회전 속도는 밸브팩 제어입력에 비례함을 알 수 있다. 결론적으로, ROV의 선수각 거동에 대한 동역학 식은 식 (7)과 식 (10)으로 나타낼 수 있다.

2.3 URI-T 선수각 동역학의 추정 및 실험적 확인

여기서는 ROV의 선수각 거동 모델에 대해 실험결과를 이용하여 모델 계수를 추정된 결과를 다룬다. 동역학 모델의 추정은 크게 두 가지에 대해 진행하였는데, ROV 동역학 모델 추정과, 추진기 모델 추정이 그것이다.

2.3.1 ROV 선수각 동역학의 추정

먼저, ROV 동역학 모델의 계수 추정 방법은 다음과 같이 진행하였다. ROV 선수각 거동에 대해 임의의 밸브팩 제어입력을 가하였으며, 센서를 통해 각 추진기의 회전속도, 선수각 및 선수각속도를 측정하였다. 그 결과를 이용하여 식 (7)의 동역학식에 대한 계수를 추정하였다. 동역학 추정을 위해 식 (7)을 다시 표현하면 식 (11)과 같다.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} f(\dot{r}) & f(r) & f(|r|) & f\left(r \sum_{i=1}^4 |n_i|\right) \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \\ \delta \end{bmatrix}}_{\Phi} = \underbrace{\begin{bmatrix} f\left(\sum_{i=1}^4 |n_i| n_i\right) \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}} \quad (11)$$

여기서, $f(x)$ 는 측정데이터의 전처리를 위한 필터 함수이다. 식 (11)에서 시스템 입력(\mathbf{B})과 출력(\mathbf{A})를 측정하면, 이를 이용하여 모델의 계수값(Φ)를 추정할 수 있다.

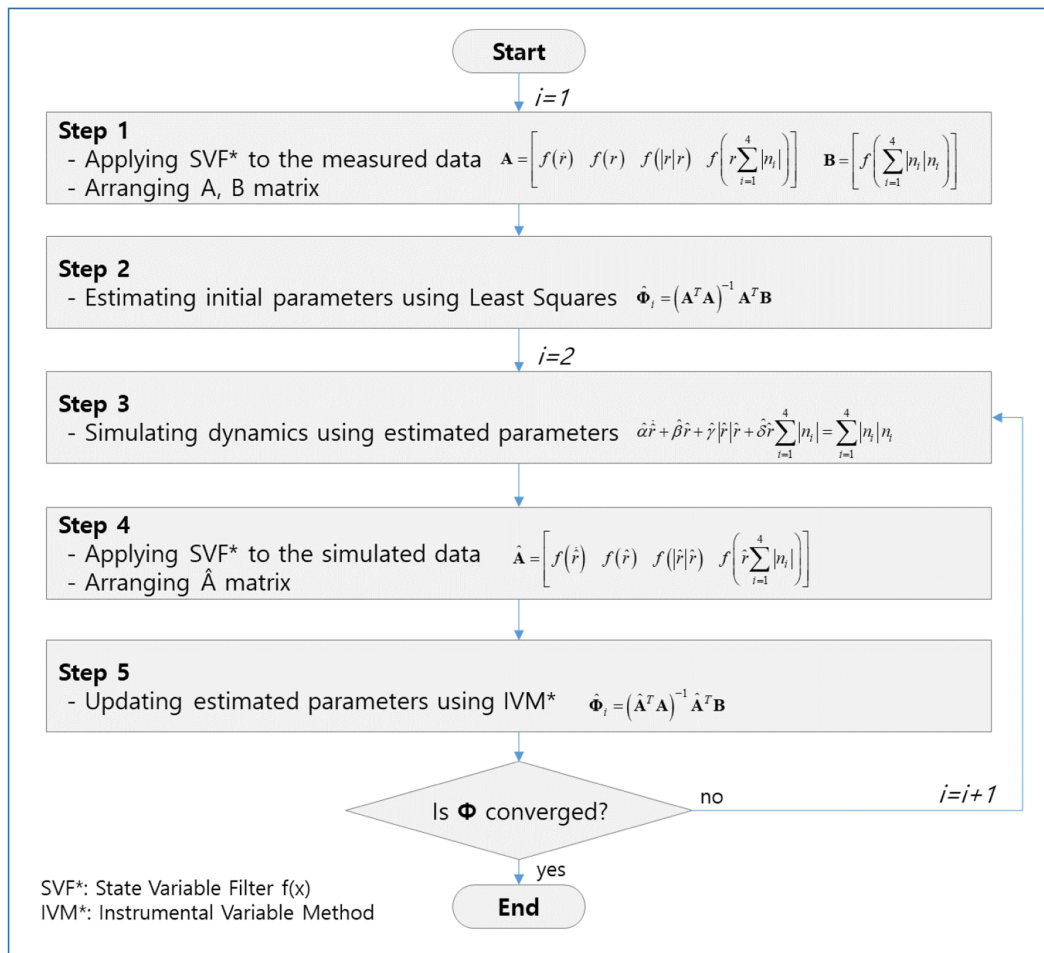


Fig. 4 Parameter estimation procedure using SVF and IVM

실험결과로부터 계수를 추정하는 단계는 크게 (i) 전처리단계와 (ii) 계수 추정단계로 구분할 수 있다. 전처리단계는 식 (11)의 필터 $f(x)$ 를 적절히 설계함으로써, 측정데이터에서 노이즈를 제거하는 단계이다. 본 연구에서는 전처리 단계에 State variable filter(SVF)를 적용하였다(Unbehauen and Rao, 1998; Garnier et al., 2003). Garnier et al.(2003)에서는 현재까지 보고된 15가지 전처리 기법에 대한 성능을 비교분석하고 있는데, SVF는 그중에서 가장 효과적인 기법 중 하나이다. SVF는 시스템차수와 동일한 차수를 갖는 저대역통과필터로 $f(x)$ 를 설계하는 기법이며, 저대역통과필터의 차단주파수(Cut-off frequency)를 설정함으로써 설계할 수 있다. 식 (7)은 1차 동역학이므로 SVF는 1차 저대역통과필터로 설계하였으며, 차단주파수는 튜닝을 통해 0.25rad/s로 설정하였다. 계수 추정 단계에는 Instrumental variable method(IVM)을 적용하였다(Rao and Unbehauen, 2006; Soderstrom and Stoica, 2002). 통상적으로 이용되는 최소자승법은 편향된 측정오차에 대해 계수추정오차를 갖는 것으로 알려져 있는데 IVM은 재귀적 방법을 통해 편향오차의 영향을 제거하는 효과적인 방법이다(Soderstrom and Stoica, 2002). IVM은 최소자승법을 이용하여 초기 계수값을 추정하며, 추정된 모델의 시뮬레이션 결과와 실제 측정된 데이터를 활용하여 추정된 계수값이 수렴할 때까지 추정 과정을 반복하게 된다. SVF와 IVM을 이용한 계수 추정과정을 Fig. 4에 도시하였다.

ROV 동역학 모델에 대한 계수 추정 결과를 Table 2 및 Fig. 5-8에 나타내었다. Fig. 5는 임의의 펄스입력을 통해 생성된 각 수평추진기의 회전 속도를 도시한 그림이다. 선수각의 양방향 회전에 대해서 다양한 선수각속도 및 주기로 회전되는 실험결과를 얻기 위해 임의로 입력을 생성했다. Fig. 6과 Fig. 7은 ROV의 선수각 거동이 갖는 선수각 측정값과 회전 속도 측정값을

Table 2 Parameter estimation results of heading dynamics of URI-T

Parameter	Estimated value
α	181,708.08
β	8,934.97
γ	144,592.43
δ	-34.98

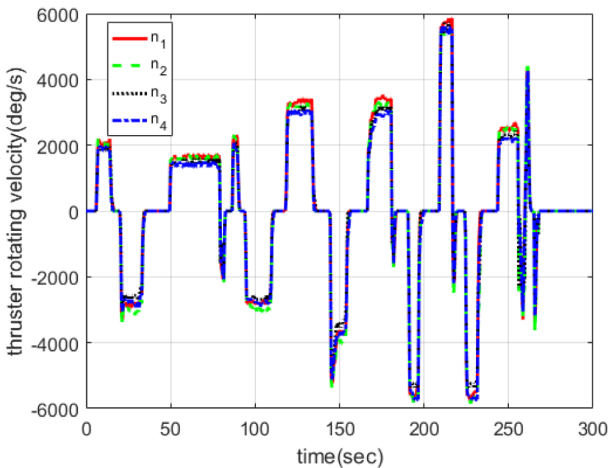


Fig. 5 Rotating velocity of horizontal thrusters

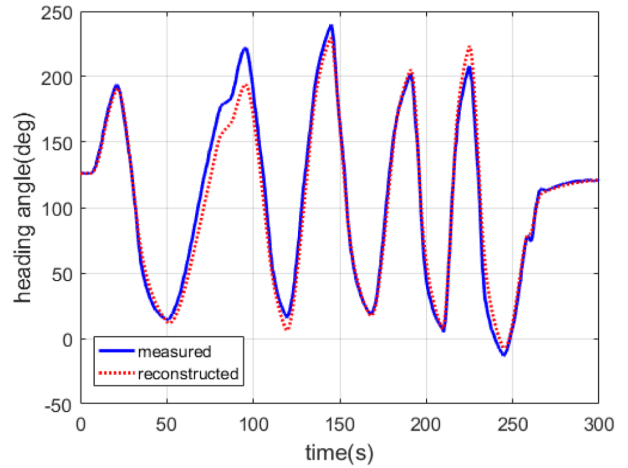


Fig. 6 Heading angle of ROV: experimental results vs. reconstructed results using estimated model

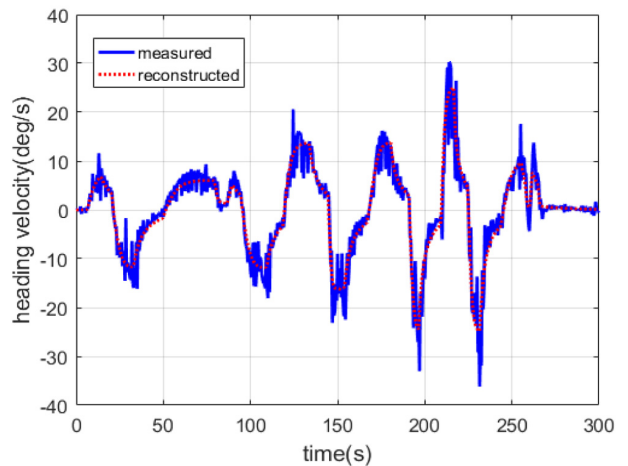


Fig. 7 Yaw angular velocity of ROV: experimental results vs. reconstructed results using estimated model

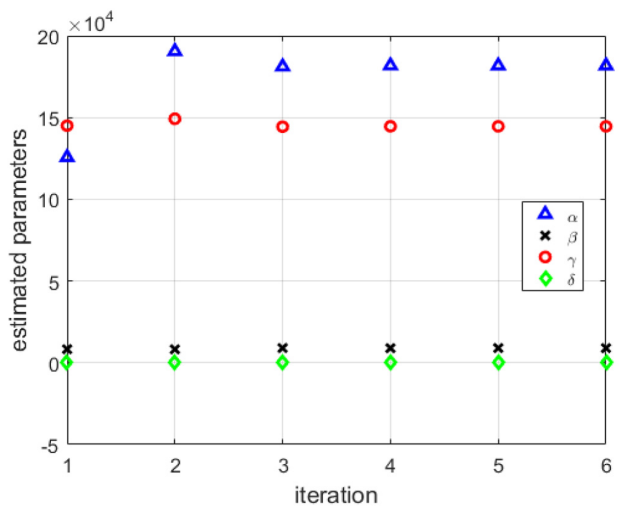


Fig. 8 Parameter estimation results of heading dynamic model

도시한 그림이다. Fig. 6과 Fig. 7에는 추정된 ROV 동역학 모델을 이용하여 시뮬레이션을 통해 재구성한 선수각과 선수각속도

도 함께 도시하였다. Fig. 8은 채귀적으로 진행되는 계수 추정 기법의 반복 회수에 따라서 추정된 계수가 수렴해 가는 결과를 도시한 그림이며, 최종적으로 추정된 계수의 결과를 Table 2에 정리하였다. Fig. 6과 Fig. 7으로부터, 시뮬레이션 결과가 실제 실험결과와 매우 유사함을 알 수 있는데, 이 결과로부터 추정된 ROV의 동역학 모델이 실제 ROV의 선수각 거동을 잘 모사하고 있음을 알 수 있다.

2.3.2 추진기 모델의 추정

식 (10)에 나타난 밸브팩 제어 입력에 대한 추진기 회전 속도의 모델을 추정하였다. 실험을 통해 밸브팩 제어입력을 일정한 단위로 변경시켜 가면서 추진기의 정상상태 회전 속도를 측정하였으며, 이를 바탕으로 추진기의 모델을 추정하였다. 여기서, 밸브팩 제어입력(μ_i)은 제어보드에 가하는 신호값으로 [-1000 ~ 1000]의 범위에서 임의로 선택할 수 있다. 모델 추정 방법은 먼저 입력불감대 및 입력포화 구간을 파악하였으며, 밸브팩 제어 입력에 대해 추진기 회전 속도가 선형적으로 변화하는 구간에서는 최소자승법을 이용하여 선형모델을 도출하였다.

추진기 모델 추정 결과를 Fig. 9에 도시하였다. Fig. 9의 실험 결과로부터 추진기 모델은 몇가지 비선형적 특성을 가짐을 알 수 있다. 그 특성은 입력불감대와 입력포화를 들 수 있다. 입력 불감대의 경우 Fig. 9의 Valve input (x 축) [-70 ~ 70] 구간에서 추진기 회전 속도가 0이 됨을 확인할 수 있다. 또한, 입력불감대를 지나면 급격히 출력이 증가하여, 선형 변화 구간에 접근함을 알 수 있다. 이는 압력 범위가 9~280bar(0.9~28MPa)인 추진기 밸브팩의 특성에 기인한 것인데, 즉, 입력이 입력불감대를 지날 경우, 밸브를 통해 전달되는 압력이 0에서 9bar(0.9MPa)로 점프함을 의미한다. 이러한 입력불감대의 특성은 밸브의 설계에 따라 달라지는 밸브 고유의 특성이다. Fig. 9에서 확인할 수 있듯이, 입력불감대와 입력포화 사이 구간을 선형함수로 근사하였으며, 이 결과가 밸브의 선형 구간을 비교적 잘 표현함을 알 수 있다. 이 결과를 식 (10)의 모델과 결부하여 생각하면, 밸브의 열림 면적 수준이 밸브팩 제어 입력에 비례하여 변화함을 의미한다. 또한, Fig. 9에서 입력포화 현상도 확인할 수 있으며,

이는 추진기의 최대 출력 속도 제한에 의한 것이다. 추진기의 이러한 특성은 제어시스템의 응답특성을 나쁘게 하고 심할 경우 불안정성을 유발할 수 있는 원인이 된다. 따라서, 제어기 설계시 주의를 필요로 한다. Fig. 9에 점선으로 도시된 추정모델을 수식화함으로써 식 (10)의 추진기 모델을 개선하였다. 개선된 모델은 추진기의 입력불감대, 입력포화, 그리고 선형 구간을 묘사할 수 있도록 했으며, 식 (12)와 같이 표현된다.

$$n_i = \text{sat}\left(k \cdot \text{sgn}(\mu_i) \cdot \max(\text{abs}(\mu_i) - \mu_{dz}, 0), n_{\max}\right) \quad (12)$$

여기서, $\text{sat}()$, $\text{max}()$, $\text{sgn}()$ 함수의 정의는 식 (13)과 같다.

$$\text{sat}(x, x_{\max}) = \begin{cases} x_{\max}, & x > x_{\max} \\ x, & -x_{\max} \leq x \leq x_{\max} \\ -x_{\max}, & x < -x_{\max} \end{cases},$$

$$\text{max}(x, y) = \begin{cases} x, & x \geq y \\ y, & x < y, \end{cases} \quad \text{sgn}(x) = \begin{cases} 1, & x > 0 \\ 0, & x = 0 \\ -1, & x < 0 \end{cases} \quad (13)$$

추정된 추진기 모델의 계수값을 Table 3에 정리하였다. 또한, Fig. 8에 추정된 추진기 모델의 응답곡선을 함께 도시하였는데, 이로부터 모델이 실험 결과를 잘 반영함을 확인할 수 있다.

Table 3 Parameter estimation results of thruster model

Classification	Parameter	Estimated value
Dead zone	μ_{dz}	70.0
Linear zone	k [deg/s]	18.33
Saturated Zone	μ_{\max}	376.1
	n_{\max} [deg/s]	5609.8

3. 선수각 제어기의 설계 및 실험적 성능 검증

본 장에서는 앞 장에서 도출된 ROV 선수각 거동의 분석 및 동역학 추정 결과를 활용하여, 선수각 제어를 위한 알고리즘을 제안한다. 또한, 수조실험 및 실험역 시험을 통해 선수각 제어 성능을 검증한 내용을 다룬다.

3.1 선수각 제어 알고리즘 설계

Fig. 2에서 도시한 바와 같이, 선수각 제어기는 센서로부터 측정된 현재의 선수각(ψ) 및 선수각속도(r)를 이용하여, ROV의 선수각이 주어진 기준값(ψ_d)에 안정적으로 수렴하게 하는 밸브팩 제어입력(μ_i)을 산출하는 것이다. 적절한 제어기를 설계하기 위해서는 2장에서 분석된 ROV의 선수각 동역학 모델 및 추진기 모델의 특성을 고려할 필요가 있는데, 요약하면 다음과 같다.

(1) 밸브팩 제어 입력에 입력불감대 및 입력포화와 같은 제한이 존재한다. 또한, 밸브팩 제어 입력과 추진기 회전 속도가 선형 관계에 있는 경우, ROV 선수각 구동 토크는 밸브팩 제어 입력(μ_i)의 제공에 비례한다. 좀 더 상세히 설명하면, 식 (12)에서

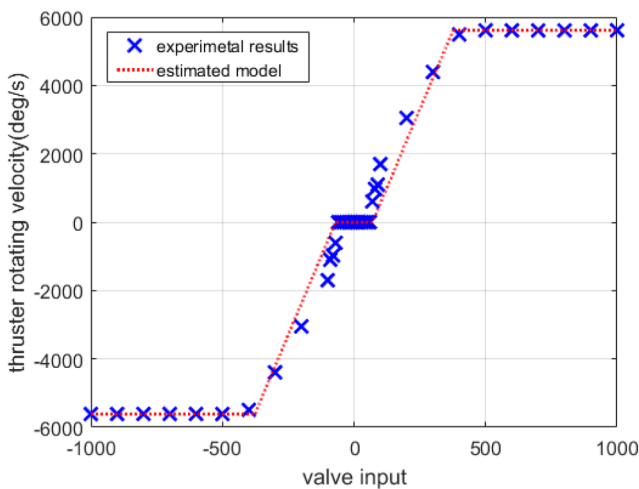


Fig. 9 Rotating velocity according to valve-pack input: experiment vs. estimated model

추진기 회전 속도는 밸브팩 제어입력에 비례하며, 식 (7)에서 ROV 선수각 구동토크는 추진기 회전 속도의 제곱에 비례함을 알 수 있다.

(2) ROV 선수각 동역학은 식 (7)에서 알 수 있듯이 비선형 동역학을 가진다. 그러나, 시간 지연과 같은 비최소위상 특성은 포함하지 않으며, 선수각속도에 대해 직접적인 제어 입력을 가할 수 있으므로 매칭조건도 만족한다.

이러한 특성으로 볼 때, 제어기 설계 시 제어입력의 특성에 대한 적절한 처리가 필요함을 알 수 있다. 그리고, 제어 입력에 대한 특성만 잘 처리하면 일반적인 제어기로도 충분히 선수각 제어를 수행할 수 있음을 예측할 수 있다. ROV의 선수각 제어기는 기본적으로 PD(Proportional-derivative) 제어기에 기반하여 설계하였다. 구체적으로 기술하면 식 (14)-(15)와 같이 표현할 수 있다.

$$\zeta_i = -K_d r + K_p (\psi_d - \psi), \tag{14}$$

$$\mu_i = \text{sgn}(\zeta_i) \sqrt{\text{sat} \left(\text{abs} \left(\zeta_i + \text{sgn}(\zeta_i) \cdot \mu_{dc}^2 \right), \mu_{\text{max}}^2 \right)} \tag{15}$$

식 (14)는 선수각에 대한 PD 제어기를 나타내며, K_d , K_p 는 제어 이득이다. 그리고, 식 (15)는 ROV 및 추진기가 갖는 입력 제한에 대한 처리를 진행하는 부분으로, 입력불감대, 입력포화 및 입력 비선형성을 보상하도록 설계했다. 식 (15)에서 알 수 있듯이, PD제어에 의해 설계된 제어입력이 0이 아닐 경우, 입력불감대 크기에 해당하는만큼 추가 입력을 더해줌으로써 입력불감대를 보상하였다. 또한, 식 (14) 포함된 포화함수를 통해, PD 제어 입력은 유효한 제어 입력 범위로 제한하였다. 마지막으로, 제곱근을 취함으로써, ROV 선수각 구동 토크가 PD 제어입력(ζ_i)과 선형적인 관계를 갖도록 했다.

3.2 수조 실험을 통한 성능 검증

설계된 제어기의 성능을 검증하기 위해 수조에서 실험을 진행했다. 기준궤적은 145°를 기준으로 좌우 90°를 회전하도록 스텝함수로 설정하였다. 먼저, 식 (14)의 제어게인 K_d , K_p 를 튜닝을 통해 선정하였다. 제어게인은 낮은 값에서 시작해서 천천히 높혀 가는 방법으로 튜닝하였다. 제어게인이 높아질수록 로봇의 응답속도는 빨라지게 되는데, 오퍼레이터가 보았을 때 로봇에 무리가 가거나 로봇운용 상 어려움이 발생하지 않는 범위 내에서 빠른 응답을 갖도록 게인을 튜닝하였다. 튜닝이 완료된 제어 게인을 적용하여 선수각 제어 시험을 수행하였으며, 그 결과를 Fig. 10-12에 도시하였다. Fig. 10에 기준궤적 및 선수각 제어 응답을 도시하였으며, 실제 UR1-T의 선수각 응답이 기준궤적에 점근적으로 수렴함을 확인할 수 있다. Fig. 11에 궤적 추종 오차를 도시하였으며, 과도응답 구간을 제외하면 선수각 오차가 1°이내로 유지함을 확인할 수 있다. Fig. 12는 제어입력을 도시한 그림이며, 선수각 제어를 위한 추진기 제어 입력(수평추진기)이 PD 제어기를 기반으로 적절히 동작하고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 12에서, 제어입력이 [-70 ~ 70] 구간을 지속적으로 움직이는 것을 확인할 수 있다. 이것은, 식 (15)에서 표시한 바

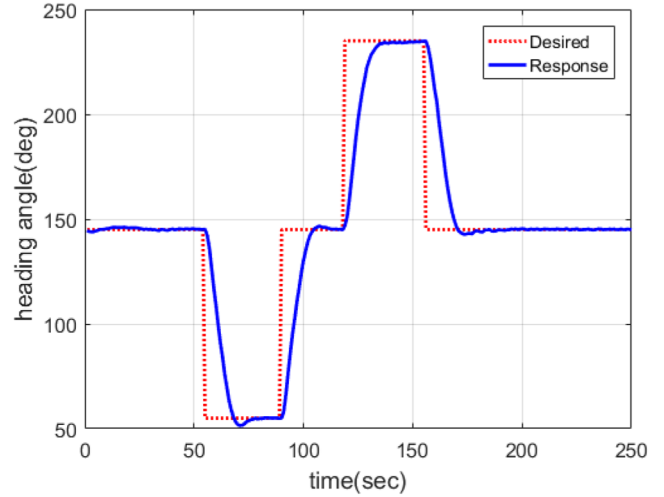


Fig. 10 Experimental results of heading control in water tank: desired trajectory and response

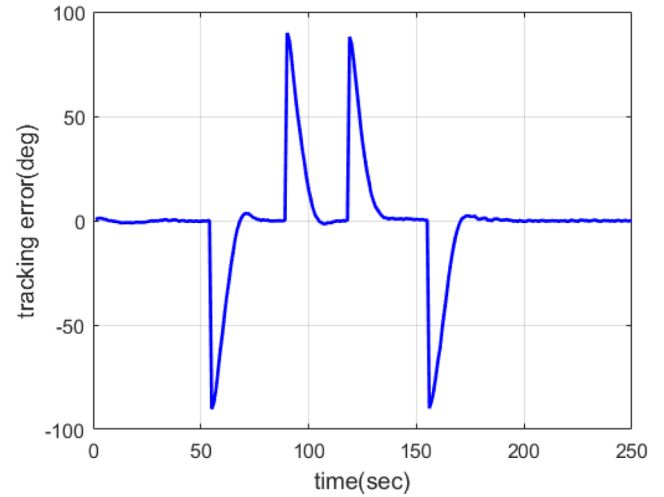


Fig. 11 Experimental results of heading control in water tank: tracking error

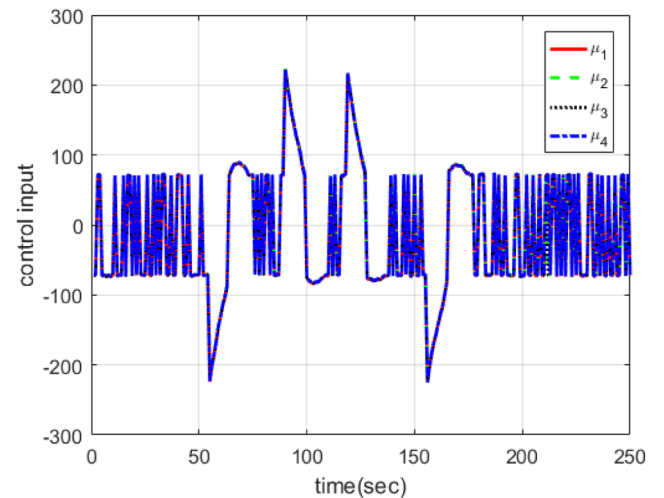


Fig. 12 Experimental results of heading control in water tank: control input (valve pack input signal)

와 같이, 추진기 밸브팩의 입력불감대를 보상하는 점프 입력이 작용하기 때문이다. 수조 실험 결과를 통해, URI-T가 제안한 선수각 제어 알고리즘을 이용해 적절한 제어 성능을 확보할 수 있음을 검증하였다.

4. 실패역 성능 검증 실험

4.1 실험 환경 및 시나리오

URI-T의 운용 성능을 검증하기 위해 포항시 인근의 동해의 수심 500m 지점에서 실험을 진행했다. 해당 해역에서 해저에 테스트 케이블을 설치하였으며, 케이블 매설 및 매설결과 서베이 시험을 수행하였다. 실험 시나리오에 대한 개념도를 Fig. 13에 도시하였으며, 작업 순서를 요약하면 다음과 같다.

(1) ROV 진수 : 진회수 장비¹⁾ 및 엄빌리컬 윈치²⁾를 이용하여, ROV를 해저면에 내림. ROV가 입수 후 해저면에 이르기까지 엄빌리컬 케이블 장력 유지 및 ROV 자세 유지를 위해 수직추진기를 이용하여 다운포스를 생성함. 엄빌리컬 케이블 꼬임 방지를 위해 ROV는 일정한 선수각을 지속적으로 유지해야 함.

(2) ROV를 해저 케이블 위로 이동 및 배치 : 사전에 알고 있는 해저 케이블 설치 위치 정보 및 로봇에 장착된 케이블 감지 센서 등을 이용하여 ROV를 해저케이블로 이동 및 배치함.

(3) 해저 케이블 매설 또는 매설 결과 서베이 수행 : 해저 케이블을 매설할 경우, ROV에 장착된 매설 장비를 이용하여 케이블 매설 작업을 진행함. 기 매설한 결과를 확인할 경우, ROV에 장착된 카메라 및 케이블 감지 센서를 이용하여 매설된 케이블 상태를 확인함. 작업을 수행하면서, ROV는 해저 케이블 경로를 따라 이동함. 이때, 선수각 제어를 통해 ROV 선수각을 적절히 조정함으로써, ROV가 경로를 정교하게 추종할 수 있도록 해야 함.

(4) ROV 회수 : ROV 진수의 반대 과정으로 진행되며, ROV는 일정한 선수각을 지속적으로 유지해야 함.

작업 시나리오에서 언급한바와 같이, 해저 케이블 매설 작업을 진행하기 위해서는 정확한 선수각 제어가 필수적이다. ROV

의 진수 및 회수 과정에서 선수각을 유지하지 못하면 엄빌리컬 케이블이 꼬이면서 케이블 손상을 야기하게 된다. 해저 케이블 매설 경험이 풍부한 현장 전문가의 의견에 따르면, 매설 작업 중 엄빌리컬 케이블이 반바퀴 이상 꼬이는 것을 지양한다고 한다. 케이블 매설 작업 또는 매설 결과 서베이 작업 중에도 ROV가 해저 케이블 경로를 정교하게 추종하기 위해서 선수각 제어는 필수적이다. 선수각 제어의 성능이 떨어질 경우, ROV가 포설된 케이블을 제대로 따라가지 못해 작업의 효율성이 저하된다.

4.2 실패역 실험을 통한 선수각 제어 성능 검증

실패역 시험 수행시, 선수각 제어는 작업 전반에 걸쳐 적용되었다. 본 연구에서는 ROV의 진수과정 및 해저 케이블 매설 결과 서베이 과정에서의 선수각 제어 결과를 요약 정리하였다.

4.2.1 ROV 진수 시 선수각 제어 결과

실패역 시험 중 URI-T를 진수하는 모습을 Fig. 14에 도시하였다. URI-T 진수 시에 선박은 선수각을 조류 방향으로 향하게 하고 플랫폼은 그 반대 방향을 향하게 하는데, 이는 URI-T가 적절한 위치 유지에 실패할 경우에 URI-T가 선박의 아래로 들어가는 것을 방지하기 위함이다. 그리고 조류의 영향으로 URI-T의 위치 및 선수각이 변화하는데, 이를 바로 잡기 위해 선수각 제어를 수행하며, 또한 수평 방향의 추진력을 인가하여 위치를 유지하게 된다. 또한, 수직 추진기를 이용하여 다운포스를 인가함으로써 엄빌리컬 케이블에 일정 장력을 유지하도록 한다. URI-T의 진수 시(수면에서 해저면에 안착할 때까지), 선수각을 75°로 일정하게 유지하도록 제어를 진행하였으며, 그 결과를 Fig. 15-17에 도시하였다. Fig. 15에 기준 궤적 및 제어 답을 도시하였으며, 제어 오차가 4.4° 이내로 안정적으로 선수각을 유지함을 알 수 있다. Fig. 15에서 0~150초 구간에서 제어오차가 상대적으로 큰 것을 알 수 있는데, 이는 URI-T가 수면 근처에 위치하는 상황으로, 조류가 강하게 작용하기 때문이다. 150초 이후 선수각 제어 오차가 2° 이내로 낮아지는데, 이는 진수가 진행되어 수심

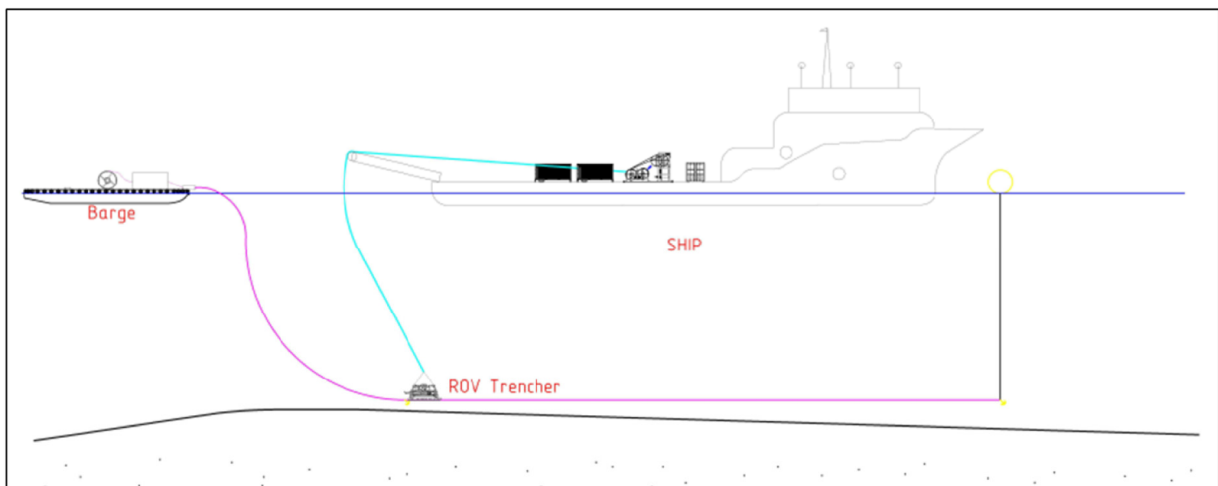


Fig. 13 Conceptual diagram of underwater cable burial task

1) 통상 A-frame이라고 불리며, 대형 ROV를 진수 및 회수하기 위해 선박에 설치되는 장비이다.
 2) 엄빌리컬 케이블은 ROV에 전원 공급 및 통신을 위해 선상운영시스템과 연결되는 케이블을 말한다. 엄빌리컬 윈치는 엄빌리컬 케이블을 감고 푸는 기능을 수행하는 장비이다. URI-T와 같은 대형 ROV는 통상적으로 엄빌리컬 케이블의 길이를 조절하여 진수 및 회수를 진행한다.



Fig. 14 Launching of URI-T

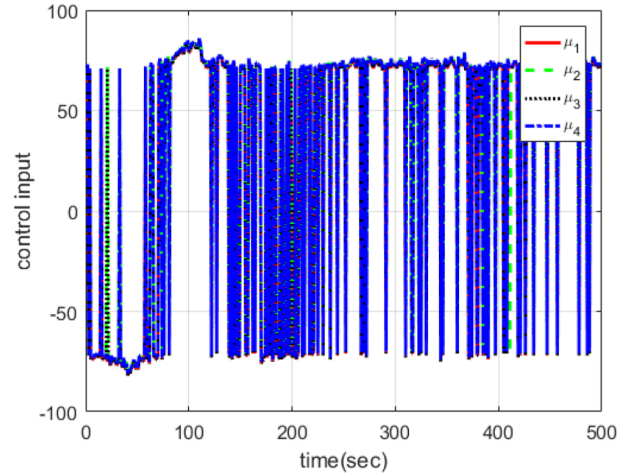


Fig. 17 Heading control results during launching process: control input (valve pack input signal)

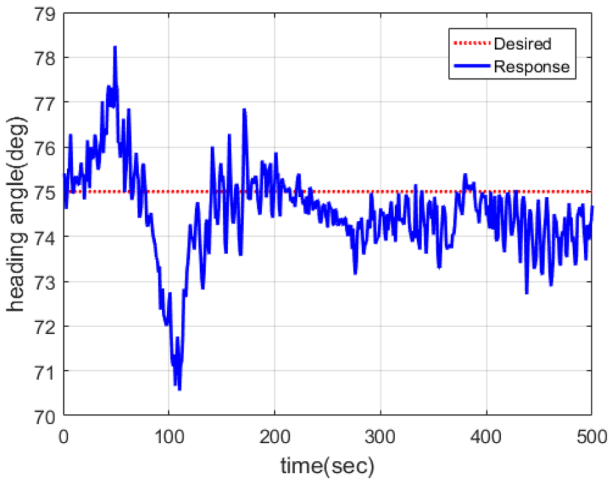


Fig. 15 Heading control results during launching process: desired trajectory and response

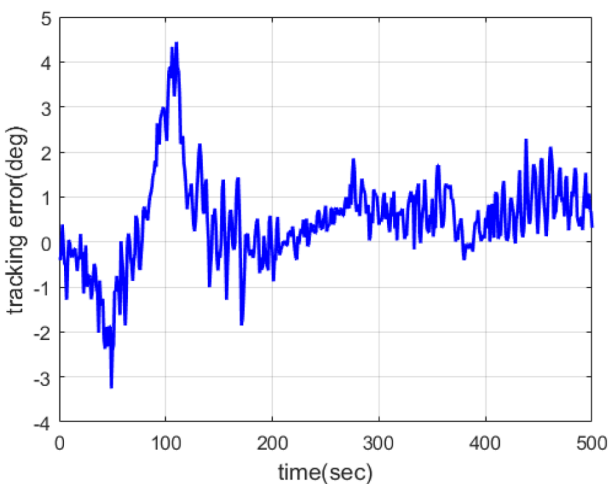


Fig. 16 Heading control results during launching process: tracking error

이 깊어지면 조류가 상대적으로 약해지기 때문이다. 제어 오차가 수조 실험의 결과에 비해 비교적 크게 나타나는데, 이는 조

류, ROV 하강에 따른 유체동역학, 업빌리컬 케이블의 장력 변화 등 외란이 크기 때문이다. Fig. 16에 제어 오차를 도시하였으며, 해당 구간에서 최대 제어오차는 4.4°, 제어오차 절대값의 평균값은 0.82°이다. Fig. 17에는 선수각 제어를 위한 제어입력 값을 도시하였으며, 제어오차에 따라 제어입력이 적절히 생성됨을 확인할 수 있다.

4.2.2 해저 케이블 매설 결과 서베이 시 선수각 제어 결과
 해저 케이블의 매설 결과를 서베이 할 경우, ROV는 해저 케이블 경로를 따라 이동하면서 카메라 영상 및 케이블 감지 센서를 이용하여 매설 상태를 검증하게 된다. 해저 케이블의 경로는 정확한 직선이 아닐 수 있으므로 경우에 따라 ROV의 선수각을 조정해 줄 필요가 있다. Fig. 18은 3m 깊이로 매설 실험을 수행한 결과에 대해 서베이를 진행하는 모습을 도시한 그림이다. Fig 18에서 해저면에 큰 구덩이가 있는 것을 확인할 수 있다. 이 구덩이는 해저케이블 매설 작업 시 파여진 결과로서, 매설 작업이 균등한 폭과 깊이로 수행되었음을 확인할 수 있다. 해저 케이블 매설 결과 서베이 작업에서의 선수각 제어 결과를 Fig. 19-21에 도시하였다. Fig. 19는 선수각 제어의 기준 값과 제어 응답을 도시한 그림이며, 케이블 경로에 따라 변화하는 기준

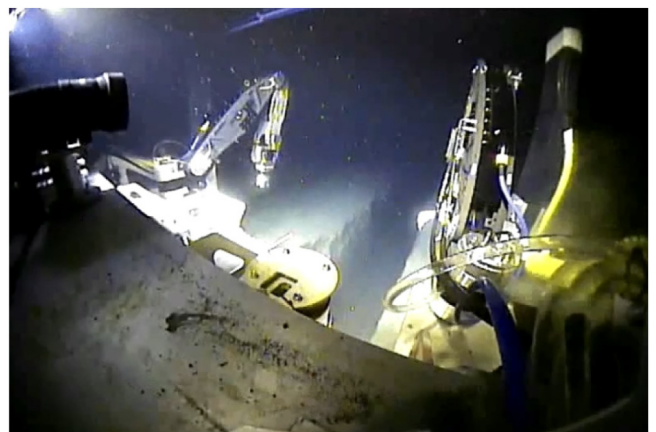


Fig. 18 Survey of cable burial status using URI-T

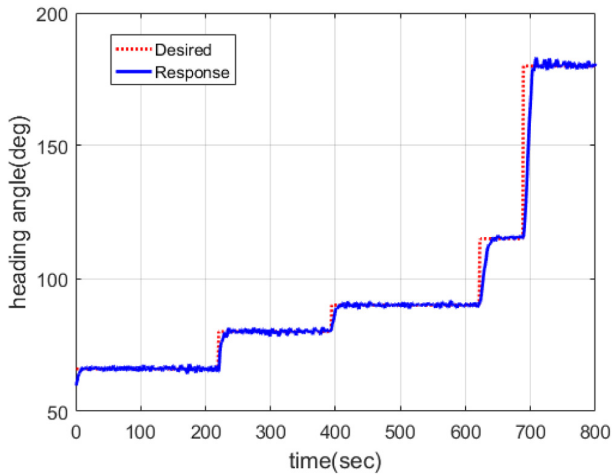


Fig. 19 Heading control results during survey task: desired trajectory and response

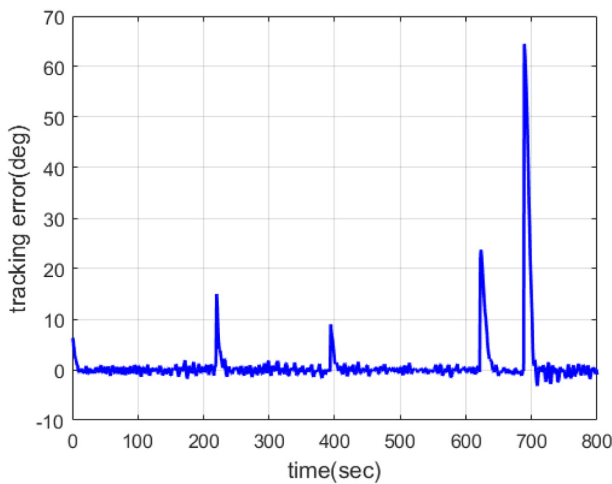


Fig. 20 Heading control results during survey task: tracking error

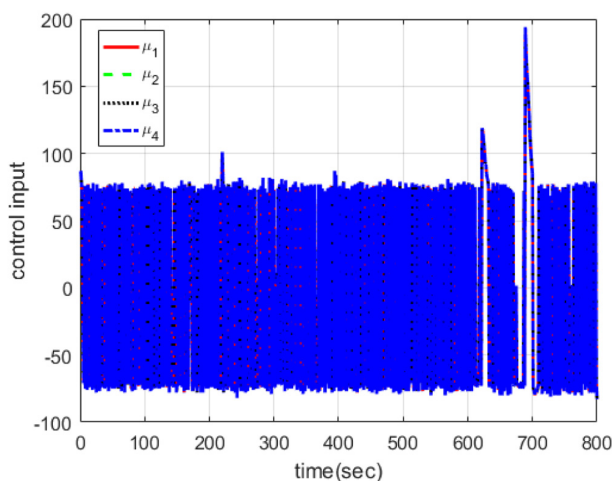


Fig. 21 Heading control results during survey task: control input (valve pack input signal)

값에 대해 제어 응답이 안정적으로 수렴하고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 20에 제어오차를 도시하였으며, 과도 응답 구간을 제

외하면 최대 오차 4.87°, 제어오차 절대값의 평균값이 0.58° 수준으로 나타났다. Fig. 21에 제어 입력을 도시하였으며, 제어 오차에 따라 적절히 제어 입력이 생성됨을 확인할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 중작업용 수중 로봇인 URI-T의 선수각 제어기에 대해 다루었다. 먼저, URI-T의 선수각 거동에 대한 동역학 특성을 파악하기 위해 모델을 수식적으로 정리하였으며, 계수 추정을 통해 모델이 적절히 수립되었음을 검증하였다. 이를 통해, 선수각 제어기의 설계 시 제어입력에 대해 적절한 제한 및 처리가 필요함을 파악하였다. 그 결과를 바탕으로, URI-T의 선수각 제어를 위한 제어기를 제안하였다. PD 기반의 제어 알고리즘을 적용하였으며, 동역학모델 분석의 결과를 반영하였다. 성능 검증을 위해 수조 실험을 수행하였으며, 그 결과 제어기가 적절히 설계되었음을 확인하였다. 마지막으로, 동해상에서 수심 500m급의 실험에서 제안한 선수각 제어알고리즘을 적용하여 현장 적용 성능을 확인하였다. 실험의 결과를 통해 선수각 제어가 원활히 이루어짐을 확인하였으며, URI-T가 케이블 매설과 관련된 일련의 작업을 수행함에 있어서 충분히 활용 적임을 검증하였다.

후 기

이 논문은 2013년 해양수산부 재원으로 해양수산과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(해양개발용 수중건설로봇 사업단, PJT200539)

References

Choi, K.T., Kim, M.J., 1997. A Study on the Submarine Optical Cable Construction. Proceedings of Korea Institute of Communication Science Conferece, 246-252.

Christ, R.D., Wernli, R.L., 2014. The ROV Manual: A User Guide for Remotely Operated Vehicles. 2nd Edition, Elsevier.

Garnier, H., Mensler, M., Richard, A., 2003. Continuous-time Model Identification from Sampled Data: Implementation Issues and Performance Evaluation. International Journal of Control, 76(13), 1337-1357. <https://doi.org/10.1080/0020717031000149636>

Fossen, T.I., 1994. Guidance and Control of Ocean Vehicles. John Wiley & Sons.

Kang, H.J., Lee, M.-J., Ki, H., Kim, M.-G., Cho, G.R., Li, J.-H., 2018. URI-T, a ROV for Underwater Cable Burying Tasks: Development and Performance Evaluation through Sea Trial. Proceedings of Korean Marine Robot Technology Society Fall Conference, 63-65.

Kim, J., Chung, W.K., 2006. Accurate and Practical Thruster Modeling for Underwater Vehicles. Ocean Engineering, 33(5-6), 566-586. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2005.07.008>

Kim, K.-H., Song, Y.-U., Kim, M.-Y., Kim, M.-E., 2012. Trend

- of Industry and Standard Related to Offshore Cable for Offshore Wind Farm. *Journal of Wind Energy*, 3(2), 11-17.
- Kwon T.W., Kim, W.K., Yoo, S.H., Lim, H.E., Jeong, H.W., 2002. Study for Maintenance of HVDC Submarine Cable. *Proceedings of Korean Institute of Electrical Engineers Summer Conference*, 557-559.
- Lee, S.-U., Chang, P.H., 2002. Control of a Heavy-duty Robotic Excavator Using Time Delay Control with Integral Sliding Surface. *Control Engineering Practice*, 10(7), 697-711. [https://doi.org/10.1016/S0967-0661\(02\)00027-8](https://doi.org/10.1016/S0967-0661(02)00027-8)
- Rao, G.P., Unbehauen, H., 2006. Identification of Continuous-time Systems. *IEE Proceedings - Control Theory and Applications*, 153(2), 185-220. <https://doi.org/10.1049/ip-cta:20045250>
- Soderstrom, T., Stoica, P., 2002. Instrumental Variable Methods for System Identification. *Circuits, Systems, and Signal Processing*, 21(1), 1-9. <https://doi.org/10.1007/BF01211647>
- Unbehauen, H., Rao, G.P., 1998. A Review of Identification in Continuous-time Systems. *Annual Reviews in Control*, 22, 145-171. [https://doi.org/10.1016/S1367-5788\(98\)00015-7](https://doi.org/10.1016/S1367-5788(98)00015-7)
- Yuh, J., 2000. Design and Control of Autonomous Underwater Robots: a Survey. *Autonomous Robots*, 8(1), 7-24. <https://doi.org/10.1023/A:1008984701078>

Feasibility Study for Development of New Stationkeeping System

Young-Jae Yu^{ID*}, Woo-Lim Sim^{ID*}, Rupesh Kumar^{ID*}, Dong-Ju Kim^{ID*} and Hyun-Kyoung Shin^{ID*}

^{*}Naval Architecture & Ocean Engineering, University of Ulsan, Ulsan, Korea

Flapping Foil을 적용한 위치유지시스템 개발을 위한 운동시험

유영재^{ID*} · 심우림^{ID*} · Rupesh Kumar^{ID*} · 김동주^{ID*} · 신현경^{ID*}

^{*}울산대학교 조선 및 해양공학전공

KEY WORDS: Stationkeeping system 위치유지시스템, Mooring system 계류시스템, Floating platform motion 부유체 운동, Floating offshore wind turbine 부유식 해상 풍력발전기, Model test 모형시험

ABSTRACT: In this study, experiments with a floater using flapping foils were performed to develop a new station keeping system that can maintain its position in waves without mooring lines. The foils applied to this system generate thrust using wave energy. In this experiment, the motion of the floater was analyzed in three different wave periods. Sixteen foils were attached to the cylindrical floater. The thrust of each foil was controlled by changing its azimuth angle, and three cases were compared. Based on the previous data, we made more precise measurements and found an optimal model for stationkeeping under each wave condition. We verified the potential of this new stationkeeping system using flapping foils, and conclusions were drawn from the results.

1. 서 론

최근 풍력발전기의 대형화와 함께 해상풍력이 주요 시장으로 부상함에 따라 부유식 해상풍력발전기의 설치 문제를 간과할 수 없다. 해상풍력발전은 육상보다 더욱 양질의 바람 자원을 얻을 수 있고, 블레이드에 의한 소음 문제와 용지확보의 어려움과 같은 문제들을 해결할 수 있다. 해상풍력발전도 비교적 수심이 얇은 해안가를 따라 고정식으로 설치되는 방식이 있고, 수심 50m 이상의 바다에 설치가 가능한 부유식이 있다. 부유식 해상풍력발전기는 계류선과 평형수(Ballast water)의 이동으로 위치제어와 자세제어를 하고 있다. 가스나 석유를 생산하며 심해 환경에 주로 설치되는 부유식 해양구조물은 계류시스템과 함께 위치유지시스템인 DPS(Dynamic positioning system)를 같이 사용하고 있으나, 유지보수가 어렵고 비용이 많이 발생하는 단점이 있다. 이러한 문제점을 극복하기 위해 Flapping foil을 Cylinder 형상의 부유체에 적용하여 향후 위치유지시스템의 부유체에서의 적용 가능성을 검토해 보고자 한다. 먼저 그 원리를 보면, Flapping foil에 Wave가 가해지면 파랑에너지에 의해 Foil이 상하 운동을 하게 된다. 그때 Foil은 Fig. 1에서와 같은

추력을 발생하게 된다. 이때 발생한 추력은 부유체를 포류하게 하는 파랑 하중을 상쇄시키고 부유체의 위치 유지를 가능하게 한다. 기존의 Wave devouring propulsion foil에 관한 연구는 Isshiki(Isshiki, 1982)와 Terao(Terao and Sakagami, 2012)의 선행 연구가 있으며, 이 효과를 배에 적용한 Nagahama(Nagahama et al., 1986)와 Bockmann(Bockmann and Steen, 2013)의 논문이 발표되어있다. 본 연구에서는 주기가 다른 세 가지의 규칙과 조건에서 Flapping foil이 적용된 부유체의 위치유지 능력을 반복 실험을 통해 검증해보았다.

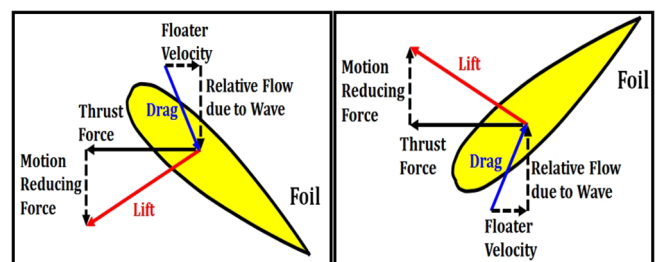


Fig. 1 Principle of thrust force generation

Received 18 June 2018, revised 5 April 2019, accepted 11 April 2019

Corresponding author Hyun-Kyoung Shin: +82-52-259-2696, hkshin@ulsan.ac.kr ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3093-1784>

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of KAOSTS 2018 in Jeju.

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

2. 모형시험 조건

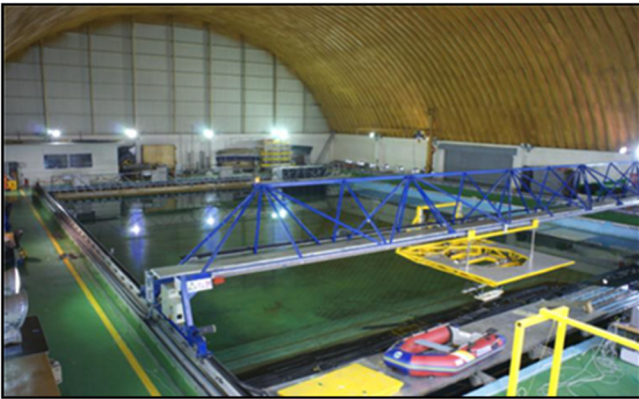


Fig. 2 Ocean Engineering Wide Tank, UOU

본 실험은 Fig. 2에 나와 있는 울산대학교 해양공학 광폭수조 (L×B×D = 30×20×2.5m)에서 진행되었으며 세 가지 주기의 규칙 파에서 Foil의 조건을 변화시켜가며 모형시험을 수행하였다. 이 모형시험에서는 부분적 구속 프레임을 설치하여 Yaw-motion과 Sway-motion을 구속하였으며 x-방향의 Surge Motion만을 고려하여 모형의 위치 유지를 판단한다. Surge Motion과 Foil의 추력 발생 방향에 대한 좌표계는 Fig. 3에 나타내었다. 시험에 사용된 foil은 다음의 선행 연구에 기반을 두었으며(Rupesh et al., 2017a), Elastic beam에 의해 Foil의 Flapping 운동이 향상되었다. Fig. 4를 보면 Foil은 Fixed 지점을 기준으로 움직임이 큰 방향으로 추력을 발생하게 된다. 본 실험은 Foil의 추력 발생능력을 검증하기 위한 단계이므로 Passive type의 Foil을 이용하여 실험이 진행되었다.

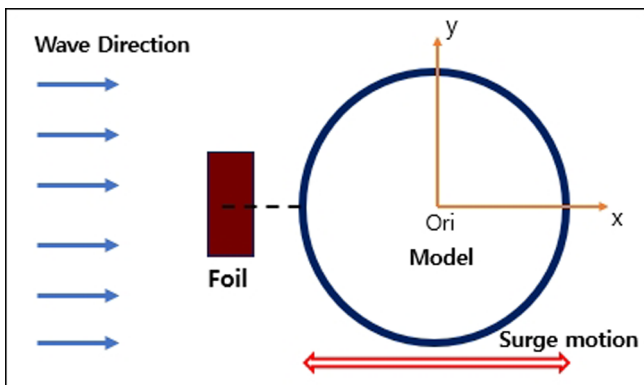


Fig. 3 Coordinates used in the model test

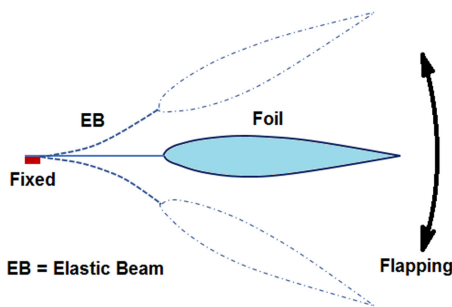


Fig. 4 Direction of thrust force

Table 1 Different period of wave condition

Wave type	Period [sec]	Wave height [m]	Wave length [m]
Short wave	0.8944	0.025	1.2490
Intermediate wave	1.789	0.025	4.9970
Long wave	2.504	0.025	9.7894

Table 2 Full scale wave condition (Ratio 1:50)

Wave type	Period [sec]	Wave height [m]	Wave length [m]
Short wave	6.324	1.25	62.450
Intermediate wave	12.650	1.25	249.850
Long wave	17.706	1.25	489.470

Foil의 추력 발생 능력은 파주기에 의한 영향이 크기 때문에 Table 1과 같이 파고는 고정되고 주기가 다른 세 가지 조건의 규칙(사인)파에서 실험을 진행하였다. 축적비는 1:50으로 Full Scale에서의 해상조건은 Table 2에 정리하여 나타내었다. 또한 해양공학 수조의 수심 2.5m에 해당하는 심해파의 파장은 5m이며 본 실험에서는 Short wave와 Intermediate wave에서 5m 이하의 파장을 적용하여 무한수심 조건을 설정하였고, Long wave에서는 5m 파장의 2배에 달하는 9.79m 파장을 적용하여 유한수심

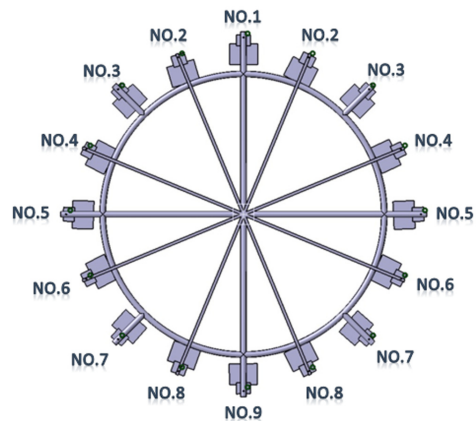


Fig. 5 Top view of Case 1

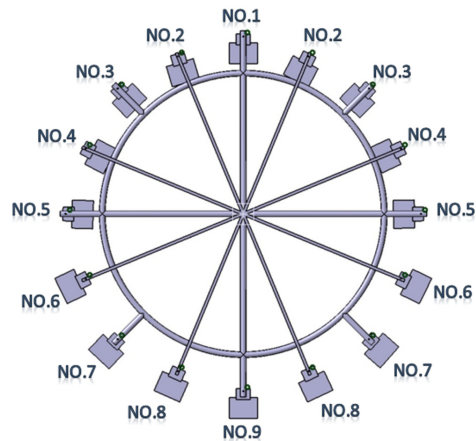


Fig. 6 Top view of Case 2

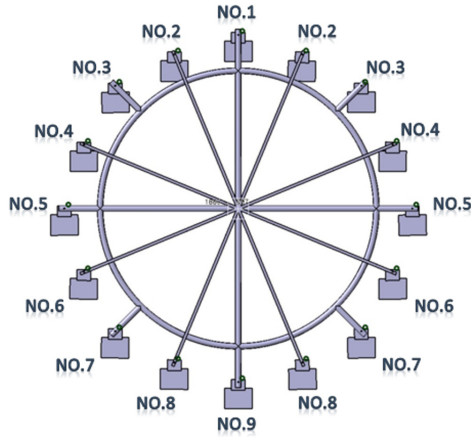


Fig. 7 Top view of Case 3

조건을 설정해주었다. 측정은 파도가 Model에 도달하는 시간을 포함하여 150초를 측정하였으며 모델이 움직이는 시점에서 120초를 기준시간으로 Surge motion이 수심의 15%(±0.1875m) 이내로 들어오는 것을 위치유지의 기준으로 보았다. 먼저, 16개 foil의 방위각이 다르게 부착된 세 가지의 Model Case를 이용하여 각 파도 조건에서 비교적 위치유지를 잘 이루는 Case를 선정하였다. Case 1은 Fig. 5와 같이 16개의 Foil이 모두 Model의 중심을 향해 추력을 발생시키는 경우이다.

Case 2는 Fig. 6과 같이 파도 진행 방향의 Foil 9개는 그대로 두고 반대 방향의 Foil 7개의 방위각을 180° 회전시킨 경우이다. Case 3은 Foil의 (+)x 방향 추력 발생을 최대로 한 경우이고 Fig. 7과 같이 구성되었다.

Case마다 Foil에 번호를 부여하였으며, 1번 Foil이 부착된 방향이 (-)x 방향이 된다. 번호가 증가할수록 Foil의 방위각 회전에 의해 발생하는 추력의 변화가 크다는 전제를 하였다. 그 이유는 Case 1의 Foil의 형태가 Case 3의 foil의 형태로 되었을 때, 3번 Foil의 방위각이 45° 회전하는 것보다 9번 Foil의 방위각이 180° 회전하면서 (+)x 방향으로 더 많은 추력의 변화를 가져왔을 것으로 생각하였다. 실험결과에서 각각의 Step은 서로 다른 Foil의 방위각을 조절하여, Model의 Surge motion이 위치유지 범위 내에 머무를 수 있도록 반복한 실험의 결과들이다.

실제 제작된 모형을 Fig. 8을 통해 확인할 수 있다. Table 3은 실험에 사용된 원형 플랫폼의 제원을 보여준다. 원형 플랫폼의

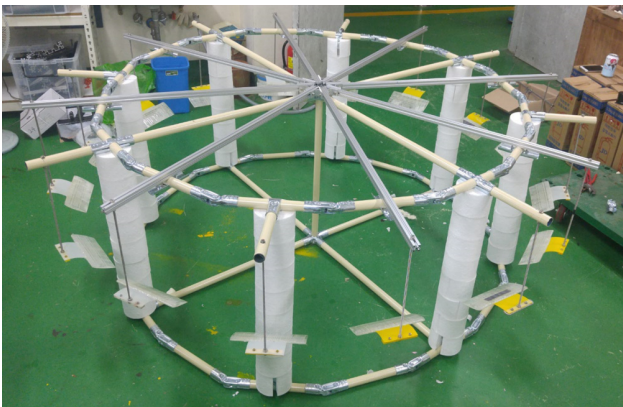


Fig. 8 Manufactured test model image

Table 3 Information of circle platform

Parameter	Value
Circle diameter	1,600 mm
Height	700 mm
Draft level	460 mm
Ring pipe diameter	28 mm
Ring pipe thickness	2.2 mm

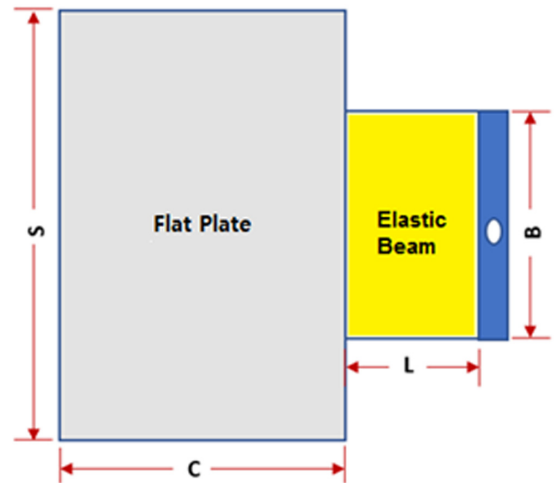


Fig. 9 Parameter of Flat Plate & Elastic Beam

Table 4 Information of flapping plate

Parameter	Value
Material	Polyethylene
Flat plate thickness	8 mm
Flat plate S	200 mm
Flat plate C	150 mm
Elastic beam thickness	2 mm
Elastic beam B	100 mm
Elastic beam L	50 mm

각 칼럼은 알루미늄 중공 파이프로 제작이 되었는데, 이는 면적을 줄여 입사파에 의한 힘을 최대한 줄이면서 Foil의 Flapping 효과를 최대로 확인하기 위해서이다. 수직 방향의 칼럼에는 자체부력을 높이기 위해 원기둥 형태의 Styrofoam을 부착하였다. Fig. 9과 Table 4에는 부착된 Foil의 형상 정보를 보여준다. 공저자의 논문(Rupesh et al., 2017b)을 참고하여 최대 추력을 낼 수 있는 Foil과 Elastic beam의 크기를 선정하였고, 전 방향으로 추력을 발생시킬 수 있도록 플랫폼의 둘레에 최대도 설치 가능한 16개의 Foil을 대칭으로 설치를 하였다.

3. 모형실험 결과

실험은 Case 1, Case 2, Case 3 model을 세 가지 조건의 파도에서 진행하였고, 그 결과를 비교하여 가장 위치유지의 범위에 근접하는 Case를 선정 후 해당 모델에서 Foil의 방위각을 조

정하여 최적의 위치유지시스템을 찾는 방법으로 진행하였다. 각 Step은 선정된 Case에서 번호가 매겨진 Foil의 방위각이 일부 조정된 모델을 의미하고, 방위각은 Foil의 추력 발생을 증가시키거나 감소시키는 방향으로 조절된다. Foil의 방위각 제어는 과도의 입사각을 기준으로 제어가 된다. 과도의 입사각과 Foil이 평행하게 놓인 경우 최대 추력을 발생할 수 있다. 여러 번의 반복실험을 통하여 위치 유지의 경향을 가장 잘 보이는 모델을 찾아보았다. 결과 그래프에서 120초에 도달하기 이전에 측정값이 끊기는 것은 모델이 측정 도구인 VICON camera의 측정범위를 넘어서는 경우이다.

3.1 Short wave 결과

Fig. 10에서 Short wave에서의 Surge motion 결과를 보면 Case 3에서 Model이 (-)x 방향으로 거동하는 것을 볼 수 있다. 따라서 Case 3을 Initial model로 하여 각 Foil의 방위각 변화를 통해 모델의 전체 추력을 감소시켜 설정된 위치유지 범위에서 Model의 위치를 유지할 수 있도록 하였다. 결과 Fig. 11에서 Step 5의 경우에 Model이 위치유지 범위 내에서 120초 머무는 것을 확인할 수 있었다. 이때 Step 5의 Foil은 Case 3을 기준으로 3, 4, 5번 Foil의 방위각이 추력을 감소시키는 방향으로 조절되었으며 방위각 변화는 Fig. 12와 같다. 이때 Step 1은 2번, Step 2는 3번, Step 3은 4번, Step 4는 5번, Step 6은 2, 3, 4, 5번 foil이 추력을 줄이는 방향으로 방위각이 조절되었다. Short wave에서의 결과를 보면 Foil의 방위각 조절에 따른 추력의 감소가 Foil의 수가

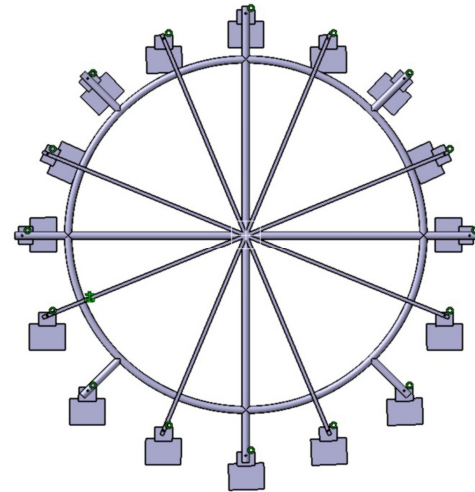


Fig. 12 Stationkeeping model in short waves

가 클수록 추력의 감소 경향이 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이는 실험의 전제가 Short wave에서는 어느 정도 타당성을 가지는 것으로 볼 수 있다. Step 6에서는 Model의 Surge가 (+)x 방향으로 발생하였는데, 이는 4개의 Foil을 조절하였으므로 추력감소가 가장 크게 나타났기 때문이다.

3.2 Intermediate wave 결과

Fig. 13에서 Intermediate wave에서의 Surge motion 결과를 보면 Case 1은 (+)x 방향으로 Surge가 발생하고 Case 2는 (-)x 방향으로 Surge가 발생했으므로 그 사이에서 위치유지가 이루어질 것을 예상할 수 있다. Fig. 14를 보면 Foil 방위각의 변화를 통하여 Step 6의 결과가 다른 결과에 비해 위치유지를 가장 잘 이루는 것을 확인할 수 있다. 이때 Step 6의 Foil은 Case 1을 기준으로 2, 4번 Foil의 방위각이 추력을 더 발생시키는 방향으로 조절되었고 Fig. 15와 같다. Step 1은 7번, Step 2는 2, 3번, Step 3은 7, 8번, Step 4는 2, 3, 4번, Step 5는 3, 4번 foil이 추력을 증가시키는 방향으로 조절되었다. Intermediate wave에서는 7번과 8번 Foil을 변화시킨 Step 1과 Step 3에서보다 2, 3, 4번대 Foil을 변화시킨 나머지 Step에서 추력의 변화가 더 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. Intermediate wave에서는 실험 전제와 반대의 경향이 나타나지만, Short wave에서와 마찬가지로 조절된 Foil의 수가 많을수록 추력 변화가 크게 나타나는 경향은 확인할 수 있었다.

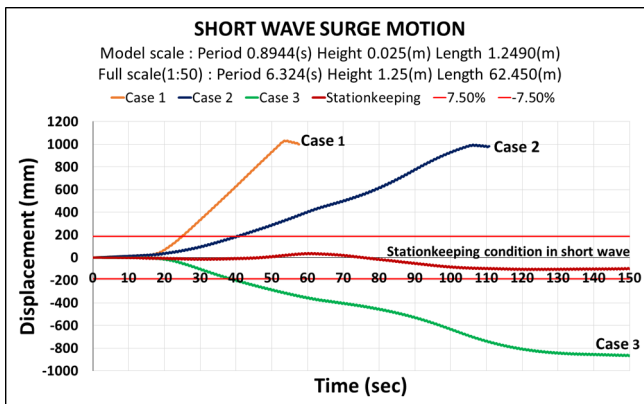


Fig. 10 Surge motion in short waves

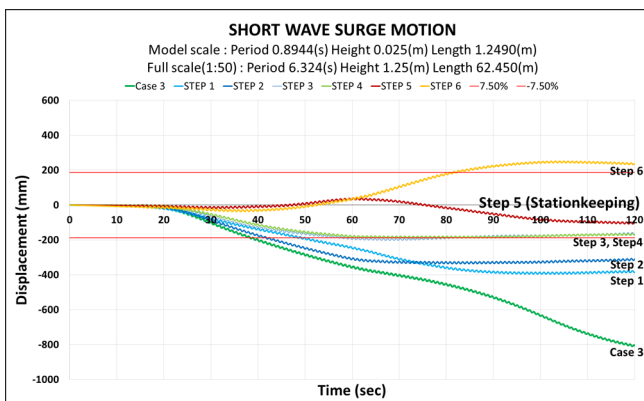


Fig. 11 Surge motion in difference azimuth angle

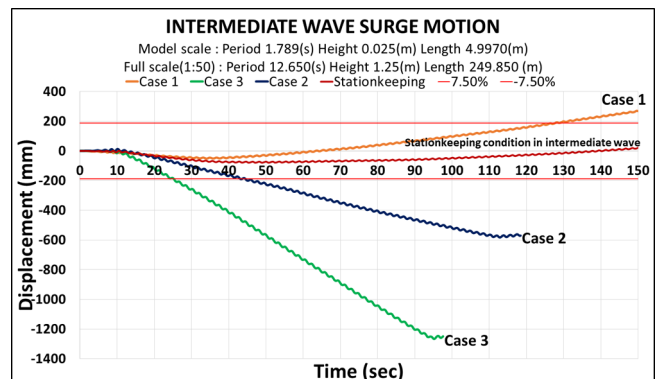


Fig. 13 Surge motion in intermediate waves

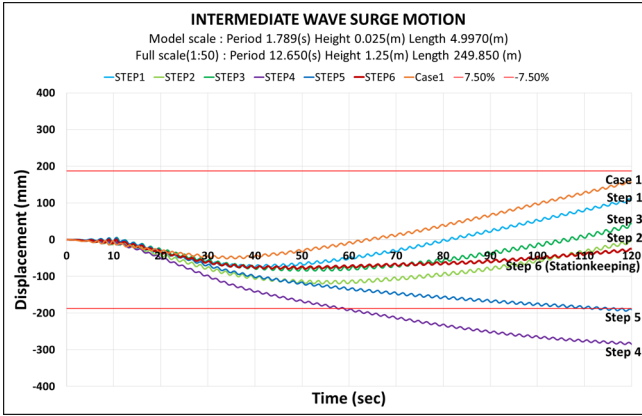


Fig. 14 Surge motion in difference azimuth angle

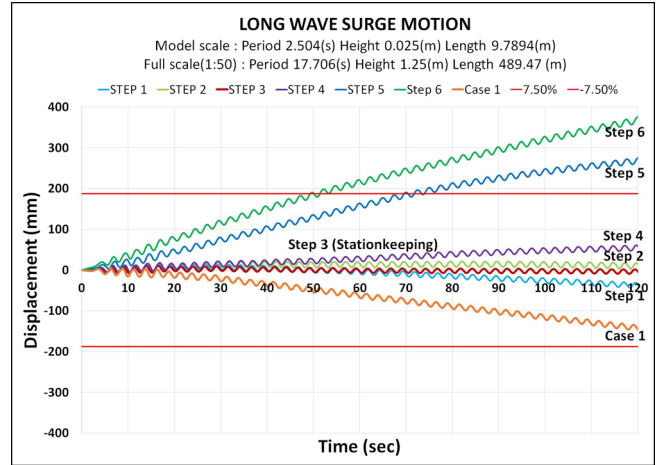


Fig. 17 Surge motion in difference azimuth angle

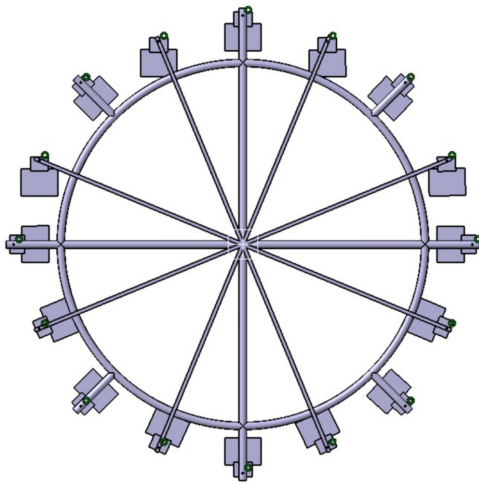


Fig. 15 Stationkeeping model in intermediate waves

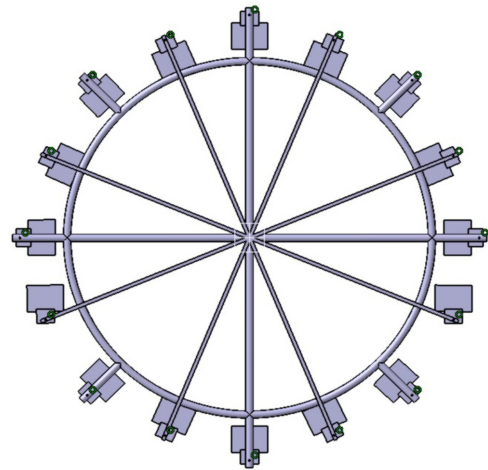


Fig. 18 Stationkeeping model in long waves

3.3 Long wave 결과

Fig. 16을 보면 Long wave에서는 전방 추력이 세 가지 Case 중에서 가장 약한 Case 1에서도 Model이 (-)x 방향으로 이동한 것을 볼 수 있다. Fig. 17을 보면 Case 1에서 Foil 방위각의 변화를 통해 추력을 감소시킨 Step 3과 같은 상태에서 매우 안정적으로 120초 동안 위치유지 범위에 위치하는 것을 확인할 수 있다. 이때 Step 3의 Foil은 Case 1을 기준으로 6번 Foil의 방위각이 조절되었고 이때 Foil의 방위각은 Fig. 18과 같다. 이때 Step

1은 5, 8번, Step 2는 8번, Step 4는 7번, Step 5는 5번, Step 6은 5, 6번 Foil이 추력을 감소시키는 방향으로 조절되었다. Long wave에서는 조절된 Foil의 위치와 조절된 Foil의 개수에 의한 경향성이 잘 나타나지 않는 것을 볼 수 있다. 결과적으로 Fig. 12, Fig. 15, Fig. 18의 모델에 장착된 각각의 Foil에서 발생하는 추력의 합이 파도에 의해 모델에 작용하는 유체력을 상쇄시키고 일정 시간 동안 모델의 위치를 유지한다. 위의 결과들을 보면 Model에 작용하는 유체력이 일정한 규칙파에서는 Passive foil을 이용한 위치유지가 가능할 것으로 보인다. 그러나 주기가 다른 세 가지 파도에서 위치유지를 이루는 Foil의 방위각이 모두 다르기 때문에 불규칙파에서의 Passive foil을 적용한 위치유지는 한계가 있을 것으로 보인다. 추후 Model에 Foil의 방위각을 제어할 수 있는 Autonomous control system을 적용한다면 불규칙파에서 위치유지도 가능할 것이라 생각된다. 아래의 Fig. 19-20은 Intermediate wave에서의 실험장면을 보여 주고 있다. 원형 플랫폼은 자체부력만으로 떠 있는 것을 볼 수 있다. 현 실험은 위치유지시스템의 개발이 아닌 Flapping foil의 추력 발생 능력과 위치유지시스템으로의 적용 가능성을 검토하는 것이 목적으로 Net sway force와 Net yaw moment의 영향을 제한하였다. 이를 위해 원형의 모델 위로 설치된 가이드 프레임을 이용하여 Sway motion과 Yaw motion을 구속하였다.

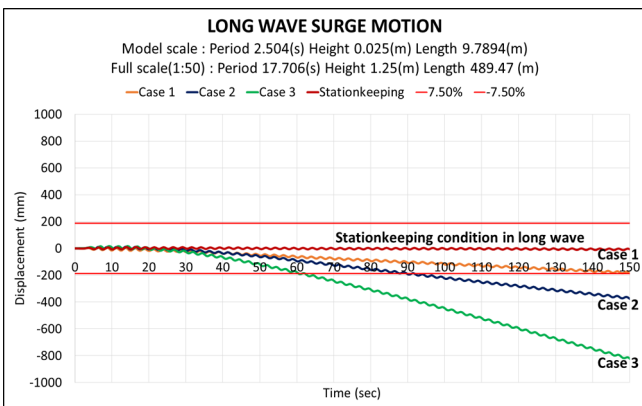


Fig. 16 Surge motion in long waves

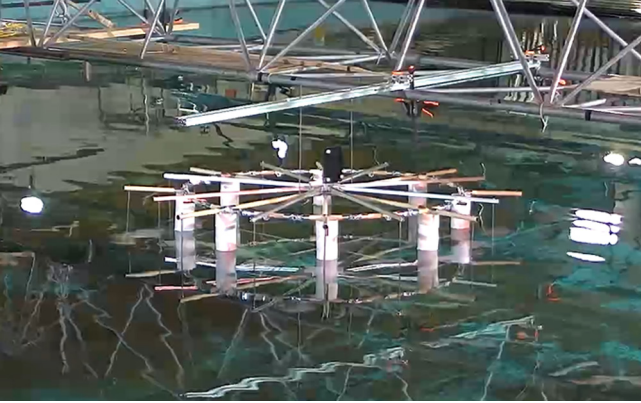


Fig. 19 Image of experimental scene

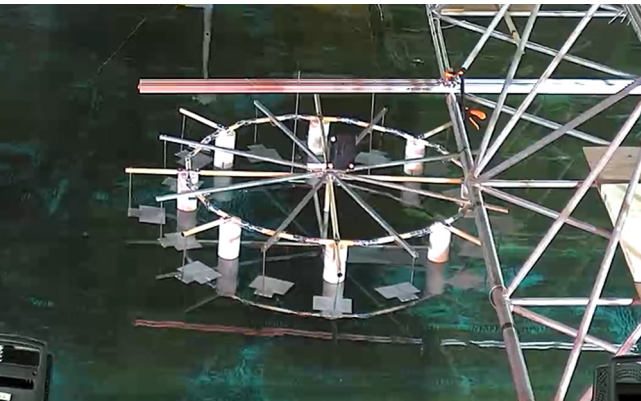


Fig. 20 Image of experimental scene

4. 결 론

본 연구에서는 Foil을 이용한 새로운 위치유지시스템을 실험적으로 검증해 보았으며, Foil 방위각의 변화에 따른 Surge motion 응답을 비교해 봄으로써 Foil의 추력 발생 능력을 새로운 분야에 활용하고자 하였다. 현재 실험에 사용된 포일은 Passive type으로 수동적으로 제어된 특정한 Foil의 방위각 조합으로 수행된 규칙과 시험조건에서 Surge 방향으로 120초 정도의 유지 가능성을 확인하였다. Short wave에서의 결과를 보면, 실험의 전체와 같이 Foil의 번호가 커질수록 추력 변화의 정도가 더 크게 나타나는 경향을 볼 수 있었고, Foil의 방위각 제어에 의해 추력을 조절하여 위치유지의 기준에 들어가는 Model의 형태를 찾을 수 있었다. Intermediate wave의 결과를 보면 실험의 조절된 Foil의 위치에 따른 경향성은 확인 할 수 없었지만, 조절된 Foil의 개수를 늘려가며 위치유지 기준에 들어가는 Model의 형태를 찾을 수 있었다. Long wave에서의 결과를 보면, 세 가지 형태의 Case에서 모두 (-)x 방향으로 Model이 진행하였으며, 조절된 Foil의 위치나 개수에 의한 경향성은 볼 수 없었지만 반복실험을 통해 위치유지를 이루는 Model의 형태를 찾을 수 있었다. 이를 통하여 유체력이 일정한 규칙과에서는 Passive foil을 적용한 위치유지가 가능하다는 결론을 내렸다. 마지막으로 Foil의 Flapping 운동의 고유주기를 확인하기 위해 Decay test를 수행하였으며, 영상장비를 통하여 운동을 분석한 결과 약 1.25s 정도의 Flapping 고유주기가 측정되었다. 이는 현재 실험

조건에서 사용된 Short wave의 파주기(0.8944s)와 Intermediate wave의 파주기(1.789s) 사이의 값으로 입사파에 의한 공진의 가능성이 존재하는 것을 확인할 수 있다. 하지만, 공진으로 인한 Foil의 Flapping 운동 향상은 추력의 증가를 가져올 수 있으므로 항 후 위치유지에 공진을 이용할 수 있을 것으로 생각된다. 물론, 공진은 피로 하중의 증가를 유발하므로 설계 시 이를 충분히 고려하여 구조물의 안정성을 확보해야 한다. 본 연구에서 수행한 반복실험 데이터의 축적으로 Foil의 방위각 변화에 따른 추력 발생 능력도 추정할 수 있을 것이다. 공저자의 논문 (Rupesh and Shin, 2019)에서는 단일 Foil의 운동에 의해 발생하는 추력을 수식화 하였으며, 추후에는 이 수치를 이용하여 구조물에 작용하는 유체력을 극복할 수 있는 Foil의 추력 값이 산출된다면, Foil의 초기 형상을 설정할 수 있을 것이다. 또한, Control system의 구성으로 Foil의 방위각 능동제어를 통해, 모든 수평면 운동(Surge, Sway, Yaw)방향과 불규칙과 조건에서의 위치유지 가능성을 검토할 예정이다. 실제 해상에서는 파도만 고려한 실험과 달리 해상에서는 Current와 Wind에 의해 구조물에 작용하는 하중영향도 고려해주어야 하므로 더 강한 추력을 발생할 수 있도록 방위각을 제어할 것이고, 방위각 제어만으로는 추력에 한계가 있기 때문에 Survival Condition을 고려했을 때, Foil을 Passive type에서 Active type으로 전환해 주는 방안도 함께 연구 중이다. 최종적으로 Flapping foil을 이용하여 Mooring line 없이도 부유체의 위치 유지를 할 수 있는 새로운 위치유지 시스템을 적용할 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국에너지기술평가원의 지원(과제번호: 20163010024620)과 한국전력공사의 2018년 착수 에너지 거점대학 클러스터 사업의 지원(과제번호: R18XA03)을 받아 수행된 연구임.

References

- Bockmann, E., Steen, S., 2013. The Effects of a Fixed Foil on Ship Propulsion and Motions. Proceedings of the Third International Symposium on Marine Propulsors smp'13, Launceston Tasmania Australia, 553-561.
- Isshiki, H., 1982. A Theory of Wave Devouring Propulsion (1st Report). Journal of the Society of Naval Architects of Japan, 1982(151), 54-64. <https://doi.org/10.2534/jjasnaoe1968.1982.54>
- Nagahama, M., Murakami, M., Isshiki, H., 1986. Effects of a Foil Attached to a Ship in Waves. Hitachi Zosen Technical Research Laboratory.
- Rupesh, K., Kim, J.B., Seo, B.C., Kim, D.J., Shin, H.K., 2017a. An Estimation of Thrust Force of a Flapping Foil in Waves Using Potential Theory. Proceeding of 2017 Joint Conference the Korean Association of Ocean Science and Technology Societies. 47-48.
- Rupesh, K., Kim, J.Y., Kim, D.J., Shin, H.K., 2017b. Effects of Elastic Bands on the Generation of a Flapping Foil. Proceedings

of Annual Fall Meeting in The Korean Society for Marine Environment & Energy, 123.

Rupesh, K., Shin, H.K., 2019. Thrust Estimation of a Flapping Foil Attached to an Elastic Plate Using Multiple Regression Analysis. *International Journal of Naval Architecture and Ocean*

Engineering. <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2019.02.006>

Terao, Y., Sakagami, N., 2012. Application of Wave Devouring Propulsion System for Ocean Engineering. *Proceedings of the Advances in Civil, Environmental, and Materials Research (ACEM'12)*, 1795-1808.

Study on Reduction of Excessive Noise and Vibration of Aft Part of High Speed Ro-Ro Passenger Ship

Yunkil Shin^{ID*}

**Department of Naval Architecture, Tongmyong University, Busan, Korea*

고속 여객선 선미부 과대 진동/소음 감소를 위한 연구

신윤길^{ID*}

**동명대학교 조선해양공학부*

KEY WORDS: Beating Phenomena 비팅현상, Propeller Synchronizing System 프로펠러 동조화 체계, Moment Compensator 모멘트 컴펜세이터, Deck Coupled Vibration 갑판연성진동, In-phase/Out-phase 동일위상/역위상

ABSTRACT: In this study, the excessive noise and vibration phenomena of a high-speed Ro/Ro passenger ship were analyzed, and a countermeasure was taken based on them. This ship was granted a comfort class notation by the classification society, which was COMFORT-VIBRATION-II and COMFORT-NOISE-CREW-II. However, unfortunately, excessive noise and vibration in the aft part of the ship were delivered from the twin shaft propellers, and therefore the Class Requirement was not satisfied before delivery. In order to obtain the class notation, all of the concerned parties came to an agreement to reduce the noise and vibration level during operation after delivery because a seasonal ferry service was already scheduled and the cabin was fully booked. The root cause of the massive amount of noise and vibration was mainly the propeller-induced excitation pulse and beating that occurred from the mismatch of the rotating speeds of the two shaft lines. A 1st order vibrating force and beating phenomena existed in the propeller. Thus, a reduction of the excitation force, elimination of the beating phenomena, and decrease of the noise level at the aft area cabins and public spaces were required. In addition, structural reinforcements were conducted using pillars and additional girders at the aft part of the decks.

1. 서 론

고속 선박 특히 여객선(Ro-Ro passenger ferry)의 프로펠러(Propeller)로 부터 기인된 기진력(Excitation force)은 상상을 초월할 정도의 엄청난 에너지로 배 전체를 지배한다, 특히 엔진룸(Engine room)과 프로펠러가 위치한 선미 부는 과대 진동, 소음으로부터 자유로울 수 없다. 본 연구에서 소개 될 실적선의 경우 배수량 약 30,000톤(Ton)으로 46km/h의 속력(Service speed)을 충족시키기 위해 60,000킬로와트(kW)이상의 방대한 엔진출력이 소요되며 최소 중량설계가 필수적이다. 선체는 4-15mm의 박판강재(Steel)의 사용이 불가피하여 과대 진동, 소음에 근본적으로 노출되어 있다. 선미 프로펠러 직상 부 구역 및 엔진룸 상부에 위치한 거주구역(Cabin) 및 공용실(Public space)은 엄청난 과대 진동, 소음으로 여객선으로서의 의미를 상실할 정도로 참담한 상황에 직면하게 된다.

프로펠러 기진력으로 기인된 선미 구역의 비팅(Beating) 현상

은 승조원 및 승객들에게 매우 성가신 진동, 소음을 유발하며 백약이 무효할 정도로 대책(Countermeasure)이 마땅치 않다.

실제로 경험해 보면 덜거덕거리는 소리(Rattling)와 우우웅~ 크으웅~ 하는 마치 윙윙 소리과 같은 느낌으로 승객들을 괴롭히게 된다. 프로펠러 직 상부 선체로 전달되는 고주파 진동은 과도한 선체 진동을 유발하여 구조부재 피로수명을 단축시키거나 과대 고체소음(Structure-borne noise)을 유발하게 된다. 건조 후 그러한 과대 진동, 소음의 레벨(Level)을 감소시키는 것은 거의 불가능에 가까운 정도로 기술적으로 매우 어려운 일이다. 프로펠러 날개진동수와 갑판 구조 고유진동수의 공진으로 인한 과도한 진동, 소음은 선급의 요구조건(Comfort class)을 도저히 만족시킬 수 없는 수준이 된다. 이러한 갑판 구조의 공진을 회피하기 위해 갑판 하부 거더(Girder)보강, 갑판 사이 기둥(Pillar)보강을 할지라도 갑판과 갑판의 연성진동(Coupled vibration)문제는 또 해결해야할 과제이다. 아무리 보강을 잘해도 진동, 소음 진폭 레벨을 줄이는 데는 한계가 있다. 본 연구에서 논의 될

Received 11 February 2019, revised 20 March 2019, accepted 18 April 2019

Corresponding author Yunkil Shin: +82-51-629-2033, ygshin22@naver.com ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8936-2985>

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

실적선의 경우, 인도 전 시운전 단계에서 노출된 선미 거주구역 과대 진동, 소음 레벨을 줄이기 위해 엄청난 선체 보강 공사를 단행 했음에도 불구하고 선급의 요구조건을 만족시키지 못하여 인도가 불가한 상황이었다. 그러나 선주는 운항 일정과 객실 예약이 완료되어 배를 인수해 갈 수 밖에 없는 절박한 상태 이었으므로 인도 후 선급 요구 조건을 만족시켜 주겠다는 조건으로 임시적 인도에 합의하였다.

인도 후 2년여에 걸친 기간 동안 운항중인 배에 승선하여 진동, 소음 정밀 측정을 재 수행하고 분석하여 과대 진동, 소음을 줄이기 위한 4가지 대책(Countermeasure)을 수립하게 되었다. 첫째, 쌍축인 좌, 우 프로펠러간의 위상 차이로 인한 맥놀이(Beating)현상을 줄이기 위한 대책을 마련하였다. 둘째 프로펠러 일차 오더(1st order) 진동 에너지를 줄일 수 있는 방안을 찾아야 했다. 그리고 셋째, 고주파 선체진동 및 고체소음을 줄이기 위한 대책이 필요하였고, 마지막으로 프로펠러 압력맥동(Pressure pulse)을 줄이기 위한 대책 등을 수립하게 되었다. 이들을 기반으로 운항 중 때때로 추가 공사를 실행하여 천신만고 끝에 선급 증서(Comfort class certificate)를 획득하고 배를 인도하게 되었다.

실적선의 사례와 기술적 조치 내용들을 연구하고 근본적 해결책을 제시하여 고속 선박의 진동, 소음 저감 설계를 위한 지침서(Guidance)가 필요하며 실패 사례를 교훈(Lessons learned) 삼아 실제적 고속 선박의 진동, 소음 분야의 경쟁력 제고를 도모해야 한다. 특히, 조선입국으로 국내 조선 산업이 세계적 경쟁력을 확보하였으나 여객선 건조에 있어서는 진입장벽이 매우 높아 번번이 실패하고 있다. 국내 조선소들의 여객선 건조에 대한 거부감으로 사업이 철수되었고 그동안 쌓아 왔던 인재 육성과 요소 기술의 발전이 정체되고 사장되어질까 염려 된다. 유럽 일부 조선소들이 여객선 시장을 석권하고 있는 상황을 고려할 때 본 연구를 통한 연구결과가 가까운 미래에 초호화 여객선(Cruise ship) 건조를 위해 필요한 가장 중요한 요소기술의 하나인 진동, 소음 분야 기술 진보의 토대(Cornerstone)가 되기를 기대한다.

2. 실적선 주요 제원 및 특성

Table 1은 주요제원 및 주추진체계, Fig. 1은 선미부 프로파일(Profile) 배치도, Fig. 2는 선미부 축계형상 사진이다.

Table 1 Principal dimension & characteristics

Length × Breadth × Depth × Draft	210.0 × 30.0 × 10.5 × 7.4 m
Deadweight	6,500 t
Lightweight	25,000 t
Gross tonnage	55,000 GT
Service speed	46 km/h
Main engine	MAN B&W 12V48 4 × 15,000 kW
Passenger number	3200 Person
Car number	1000 Units
Engine frequency	500 RPM
Shaft frequency	150 RPM
Propeller	2 × CPP, Blade : 4
Measuring condition	85 % × MCR
Class (BV)	Comfort class II

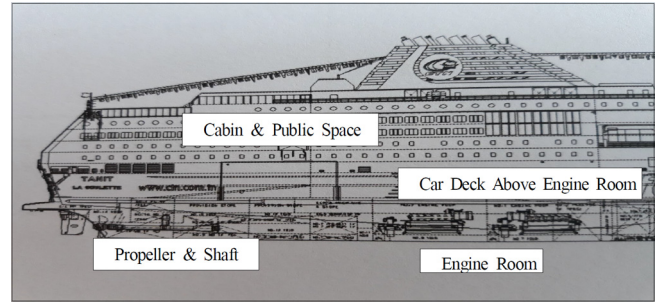


Fig. 1 Ship profile

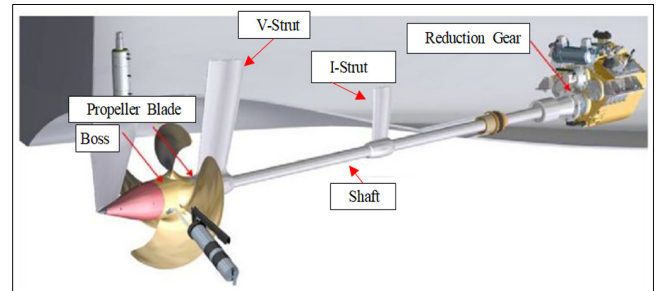


Fig. 2 Shafting configuration

3. 선체 갑판(Deck) 구조의 공진회피 설계

3.1 단순조화진동에 대한 고찰

진동의 가장 단순한 1자유도 시스템 즉, 1개의 질량 m 이 스프링 강성 k 를 가진 스프링계 위에서 각속도 ω , 가속도 a , 변위 y , 최대 진폭 A 로 평형점을 중심으로 Fig. 3과 같이 아래위로 자유진동을 하고 있는 단순조화운동(Simple harmonic motion)의 수학적 표현은 식 (1)과 같고, 그 계의 고유진동수(Natural frequency) f 는 식 (2)와 같다(Lab Manual, 2017).

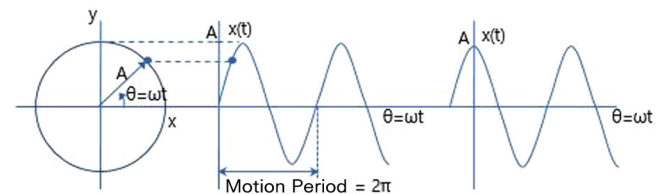


Fig. 3 Simple harmonic motion

$$F = ma = kx = m\ddot{x}, \quad x = A\sin\omega t, \quad \dot{x} = \omega A\cos\omega t, \quad \ddot{x} = -\omega^2 A\sin\omega t \quad (1)$$

$$\therefore kx = m\omega^2 A\sin\omega t = m\omega^2 x, \quad \omega = \sqrt{k/m}, \quad f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k/m} \quad (2)$$

즉, 어떤 계의 고유진동수는 그 구조의 강성에 대한 질량비의 제곱근에 비례한다.

3.2 갑판 구조의 공진 회피

공진 회피 관점에서 선체구조의 부재치수를 증가시켜 강성을 증가 시키더라도 구조질량이 같이 증가하므로 기진력과의 공진을 회피하기 위해 고유진동수를 바꾸는 데는 근본적인 어려움이 있다. 본 선의 주요 기진원들의 기진진동수는 Table 2와 같다.

Table 2 Excitation source & frequency

Item		Calculation	Frequency
Main engine	Engine frequency	Engine RPM/60	8.6 Hz
	Engine 1st order	Engine RPM × Cylinder No./30	51.4 Hz
	Propeller 1st order	Propeller RPM/60 × Blade number	9.3 Hz
Propeller	Propeller 2nd order	Propeller 1st order × 2	18.7 Hz
	Propeller 3rd order	Propeller 1st order × 3	28 Hz

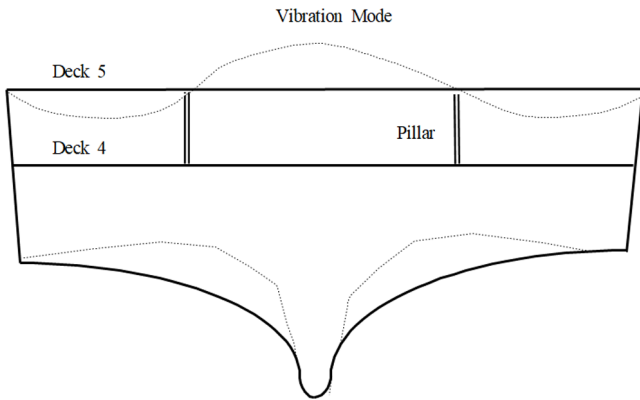


Fig. 4 Vibration mode & pillar arrangement

여객선 특성상 캐빈(Cabin) 과 차량갑판 배치를 고려할 때 기둥(Pillar)으로 갑판 중, 횡 거더(Girder)를 지지하는 데는 상당한 제약이 따르므로 거더(Girder)들의 스패ن(Span)이 커질 수밖에 없다. 그러므로 갑판 전체 강성이 상대적으로 약해 갑판 구조의 고유진동수가 7~15Hz로 비교적 저주파 영역이며 이는 프로펠러 1차 오더(Order) 진동수와 공진영역이 된다.

실제로 본선의 거주구역 갑판의 고유진동수는 9.3Hz로 프로펠러 날개진동수와 일치하는 공진으로 최대 진폭 7.2mm/s의 과대 진동이 유발되었다.

이와 같은 프로펠러와의 공진을 회피하기 위해 갑판 거더(Girder)의 치수와 높이를 증가시켜 보강을 하더라도 강성이 증가하는 것에 비례하여 질량이 증가되므로 고유진동수의 변화는 미미하였다. 갑판 거더의 스패ن(Span)을 줄이기 위해 기둥(Pillar)를 설치하는 방안이 제일 효과적이며 이럴 경우 거주구역 배치와의 간섭문제 해결을 위해 선주와의 협상과 타협이 필요하다. 본 선의 경우 Fig. 4와 같이 갑판 4~5사이 에 기둥을 설치하여 갑판구조의 고유진동수를 증가시켰다. 보강 후 진동 계측결과는 참담했다. 갑판 4의 구조강성이 갑판 5와 유사하여 충분한 지지 효과를 가져 오지 못하고 결과적으로 갑판 4~5의 연성진동(Coupled vibration)이 발생하여 고유진동수 증가는 미미하였으며 그럼으로써 프로펠러 날개 진동수인 9.3Hz와의 공진 회피에 실패하였다.

3.3 분석 결과 및 대책

갑판구조의 부재치수와 높이를 증가시켜 보강할지라도 구조의 질량이 거의 같은 비율로 증가하여 고유진동수의 변화를 가

져오기는 매우 어렵다. 여객선의 거주구역과 차량배치 상 기둥(Pillar)을 설치할 공간은 매우 제한적이나 고유진동수를 증가시킬 수 있는 최선의 방법이다. 그러나 기둥하부 갑판구조의 지지력이 충분치 않을 경우 상하 갑판 간 연성진동(Coupled vibration)으로 모든 노력은 물거품이 된다. 결론적으로 기둥 보강이 공진 회피의 최선의 방법이나 기둥 하부구조 강성이 충분한 고정 지지효과를 가져올 수 있는 연속 구조여야 하며 그렇지 않을 경우는 기둥 하부를 특별히 보강하여야 한다.

4. 비팅(Beating) 현상분석 및 대책수립

4.1 쌍추진기선의 비팅 현상

좌, 우현 프로펠러 날개들이 동시에 연직 위치에 있는 동일 위상의 경우는 연직 진동이 가장 커지고 날개 간격의 1/2만큼 차이가 있는 반대 위상의 경우는 수평 진동이 가장 커진다. 양쪽 프로펠러의 회전수가 완전히 똑같지 않을 경우 진동 진폭이 커졌다 작아졌다 하는 비팅(Beating)이 발생한다. 쌍추진기선 건조 시 해상상태, 엔진 및 축계, 작업오차 등 다양한 변수로 인해 양쪽 프로펠러의 회전수를 동일하게 유지하는 것은 거의 불가능하다.

4.2 실적선 비팅 현상에 대한 분석

4.2.1 진동 계측결과

갑판에서의 진동 계측조건은 Table 3과 같고 진동레벨은 Fig. 5와 같다.

비팅 주기(Period)는 식 (3)과 같다

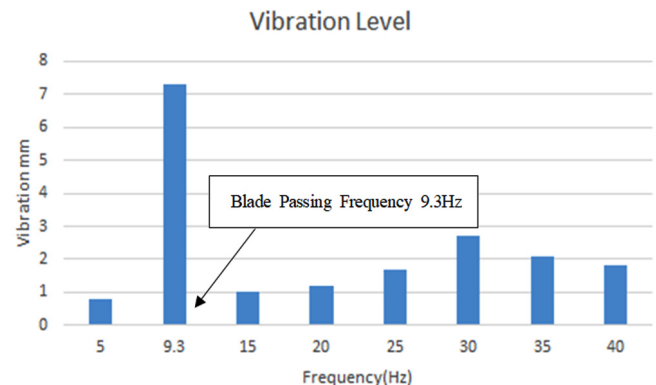


Fig. 5 Vibration level at deck

Table 3 Vibration Measurement Condition

Load	Port propeller RPM	Starboard propeller RPM	RPM difference	*Period (T)
85 % MCR	140.1	139.6	0.5	30

$$* \text{Period}(T) = \frac{60}{\text{Blade Number} \times \Delta \text{RPM}}, \quad (3)$$

Blade Number = 4, $\Delta \text{RPM} = 0.5 \therefore T = 30 \text{Seconds}$

엔진 85% 출력에서 좌, 우현 프로펠러 날개(Blade) 간의 RPM 차이는 0.5RPM으로 주기는 30초이다. 날개 진동수(Blade passing frequency)인 9.3Hz 에서 비팅 현상이 발생된다. 최대 진동 진폭은 7.2mm/s로 선급 기준치인 2.5mm/s 대비 약 3배의 과대 진동이 계측되었다.

비팅으로 인한 캐빈(Cabin) 소음 레벨은 65-70dB로 기준치 55dB 대비 10-15dB 초과한 상태이었다.

4.2.2 프로펠러 변동압력 계산

프로펠러 날개 간의 RPM 차이와 상대적 위상 차이를 제어할 경우 진동레벨이 얼마나 감소하는지를 확인하기 위해 선저를 평판으로 가정하고 프로펠러 위치에 2개의 기진원(Source)을 놓고 선저판에 작용하는 변동압력을 계산하였다.

프로펠러에 의해 선저에 작용되는 좌, 우 프로펠러의 변동압력의 간략한 수학적 모델은 다음과 같다. Fig. 6과 같이 좌(Port), 우(Starboard) 프로펠러에서 각각 D_p , D_s 의 거리만큼 떨어진 임의의 선체 위치에 대하여 양현의 프로펠러에 의해 유발되는 변동압력의 시간에 대한 변화 $F(t)$ 는 식 (4)와 같다.

$$F(t) = P_p \sin \left[2\pi f_p \left(t - \frac{D_p}{C} \right) + \phi_p \right] + P_s \sin \left[2\pi f_s \left(t - \frac{D_s}{C} \right) + \phi_s \right] \quad (4)$$

여기서, P 는 프로펠러 변동압력 크기, f 는 프로펠러 1차성분 주파수, c 는 수중에서의 음속, ϕ 는 프로펠러의 초기위상이다.

계산결과 RPM의 미세한 변화가 없다고 가정할 경우 프로펠러 변동압력이 역위상(Out-phase)일 경우 동일위상(In-phase)에 비해 변동압력이 약 40% 감소하였다. RPM이 미세하게 변할 경우는 약 30% 감소한다. 좌, 우 프로펠러가 동일위상으로 회전할 경우(Fig.

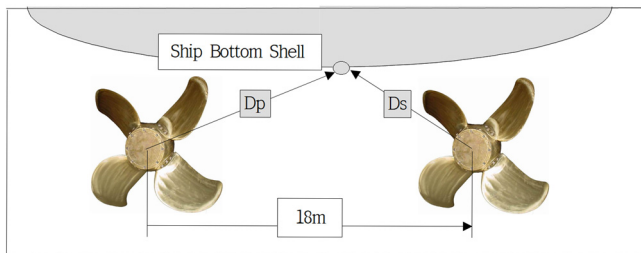


Fig. 6 Location of calculated propeller excitation force

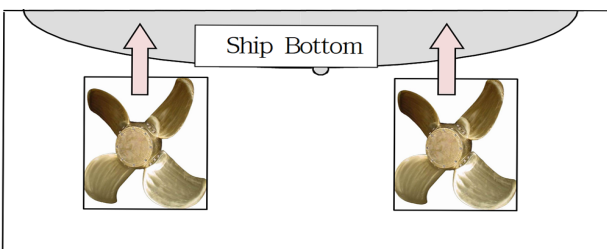


Fig. 7 Resultant force of in-phase

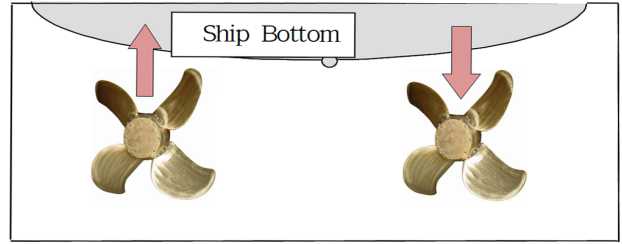


Fig. 8 Resultant force of out-phase

7)는 벡터(Vector) 합성력(Resultant force)이 유사한 방향으로 작용하여 선체 진동 응답이 최대로 발생하게 된다. 그러나 반대위상인 경우(Fig 8)는 위상차로 인해 좌, 우 프로펠러의 벡터 방향이 변하여 서로 상쇄되므로 선체 진동 응답을 최소화할 수 있다.

4.2.3 프로펠러 RPM 차이에 따른 진동 현상 분석

좌현 프로펠러의 RPM을 140으로 고정하고 우현 프로펠러의 RPM을 140, 138, 136, 134로 변경하면서 우현 프로펠러 직상부의 진동의 변화를 관찰한 결과 RPM의 차이에 따른 진동현상은 Table 4와 같다. RPM 차이가 클수록 비팅 주기가 짧아지며 136RPM에서부터 아주 가까운 2개의 주파수로 분리되었다. 진동 응답은 2개의 기진력이 합해져서 가진되는 비팅 때의 응답보다 비팅이 제거되어 2개의 주파수로 분리되었을 경우가 25% 감소하였다.

Table 4 Variation of propeller RPM

Port propeller RPM	Starboard propeller RPM	RPM difference	Period [s]
140	139.8	0.2	80
	138	2	7.5
	136	4	3.75
	134	6	2.5

4.3 분석 결과

비팅의 발생원인은 좌, 우 프로펠러 사이의 RPM차이에 의해 주기적으로 발생한다. 양측의 RPM 동기화(Synchronization)만으로 비팅을 제어하는 것은 어려워 보인다. 현실적으로 완벽하게 좌, 우 프로펠러의 RPM을 동일하게 유지하는 것은 해상상태, 주추진체계의 복잡성, 축계배열, 작업성 등을 고려할 때 불가능에 가깝기 때문이다. 하지만 위상(Phase) 동기화를 통해 프로펠러의 변동압력을 역위상(Out-phase)으로 제어하게 되면 변동압력이 약30% 감소할 것으로 분석되었다.

4.4 대책 수립

좌, 우 프로펠러 RPM차이로 인한 비팅 현상을 제거하고 선체에 작용되는 프로펠러 기진력의 벡터 합력(Resultant pressure)을 감소시키기 위해 프로펠러 위상조정체계(Synchro phase system)를 추진제어체계(Propulsion control system, PCS)에 적용하였다.

프로펠러 날개진동수와 좌, 우 프로펠러 축의 위상차를 실시간 계측하기 위한 센서를 양 축계에 설치하였고 기존 주추진체계 조정 패널(Control panel)에 하드웨어를 추가로 설치하였다. 또한, 추진제어체계에 위상차 제어를 위한 새로운 소프트웨어를 업그레이드 하였다.

4.5 효과 파악

4.5.1 비팅 제거(Beating elimination) 결과

Fig. 9에서 보는 바와 같이 좌, 우 프로펠러의 미세한 RPM (0.5RPM)과 미세한 위상각(5.7) 차이를 둔 경우, 비팅 현상이 발생되었으며 RPM과 위상각을 동일하게 유지한 경우는 비팅 현상은 사라졌으나 진동 레벨은 줄어들지 않고 변화가 없음이 확인되었다.

4.5.2 위상제어(Phase control) 결과

Fig. 10과 같이 좌, 우 프로펠러의 동일 RPM과 위상을 유지한 경우에 비하여 동일 RPM과 45도의 초기 날개각(Initial blade angle) 차이를 둔 경우 180도의 역위상 압력파동(Out-phased pressure pulse)이 발생하였고 진동응답은 약 30% 감소하는 것으로 최종 확인되었다.

5. 프로펠러 기진력 저감 대책수립

5.1 모멘트 컴펜세이터(Moment compensator) 설치 검토(Kim et al., 2012)

좌, 우 프로펠러에 의해 발생하는 진동에 역방향의 힘을 발생시켜 진동을 저감하는 방법으로 모멘트 컴펜세이터(Moment compensator) 장비 설치가 검토되었다. 프로펠러 1차성분에 의한 구조물의 진동현상이 선체의외판(Side shell)을 전달 경로로 갑판 거더(Girder) 체계에서 나타나는 구조 전체적인 거동이므로 이러한 구조물의 운동에 반대되는 힘을 가하면 진동이 저감될 수 있다. 유한요소법(FEM, Finite elements method)을 사용하여 프로펠러 직상부에 반작용힘(Compensating force)를 작용시켜 해석한 결과 선미 부 거주구역 갑판의 진동레벨이 전반적으로 약 50% 이상 감소되었다.

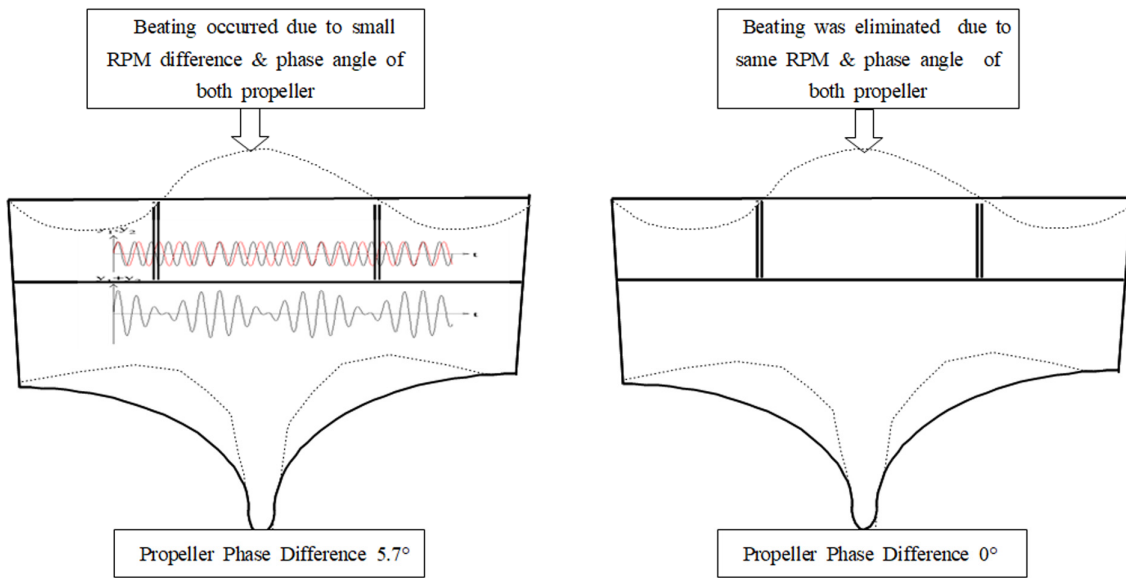


Fig. 9 Propeller variation 0.5 RPM, phase angle difference 5.7°

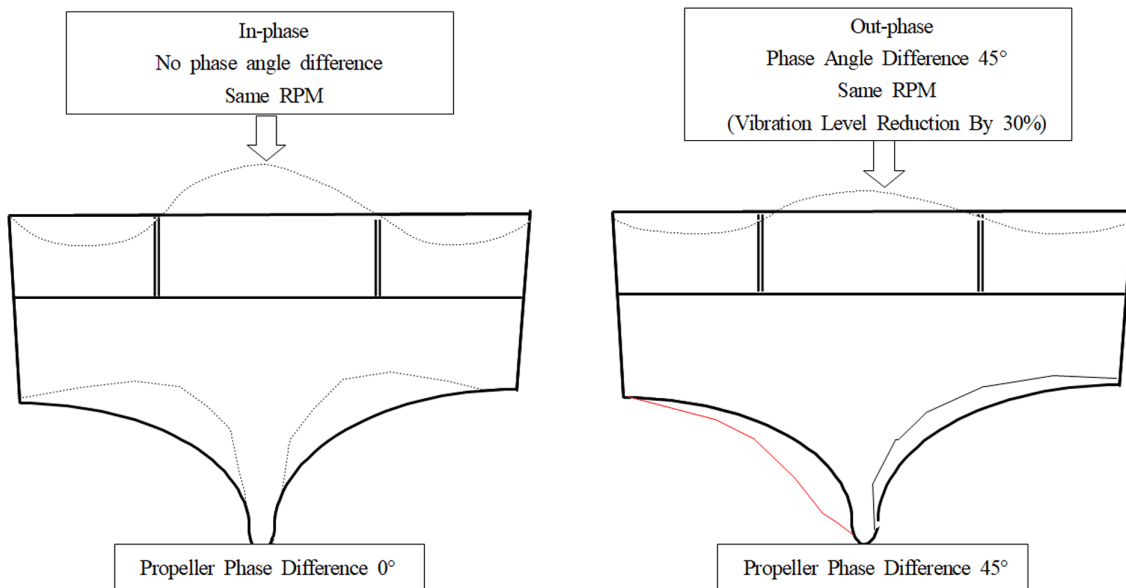


Fig. 10 Propeller Variation 0.5RPM , Phase Angle Difference 45°

5.2 모멘트 컴펜세이터 체계 설치

최적의 진동 보상기(Vibration compensator) 위치는 최대의 프로펠러 압력파동(Propeller pressure pulse)이 발생하는 위치이다. 프로펠러 직 상부 갑판에 반작용 힘을 생성할 수 있도록 모멘트 컴펜세이터 장비가 설치되었고 위상각과 진동수를 통제하는 동조기(Synchronizing)는 조타기실, 프로펠러 위상각과 RPM을 감지하는 진동수 감지기(RPM detector)는 축계에 각각 설치되었다. 이를 위해 갑판에는 대형 개구(Opening)를 시공하는 등 매우 어려운 공사가 이루어졌다. 진동 보상기는 진동 감소대책으로 널리 사용되어진 Gertsen&Oulfsen 사 제품으로 특정방향과 위상에서 프로펠러 기진력과 반대되는 주기적인 힘을 전달하게 된다. 두 개의 편심 된 질량이 전동장치에 의해 구동되며 좌, 우 각각 개별적으로 반작용력을 발생시키고 전동기는 정확한 위상각을 위해 프로펠러 축과 동조화 된다(Kim et al., 2012).

6. 고주파 진동/소음 저감 대책수립

6.1 고주파 진동/소음 분석

선미부 객실에서 고주파 진동으로 인한 소음이 크게 발생되었다. 이는 프로펠러 변동압력에 의해 가진된 프로펠러 주변의 강판(Steel plate)에 의해 객실의 갑판과 격벽에 전달되어진 고체소음(Structure-borne Noise)이다. Fig. 11과 같이 40~60Hz 사이에서 상대적으로 큰 소음이 발생되었다. 이는 프로펠러 5~6차 성분의 변동압력에 의해 기인된 것이다.

6.2 소음 감쇠재(Damping material) 효과 파악

고주파 진동으로 인한 고체소음을 차단하기 위해 샌드위치 패널체계(Sandwich panel system)가 검토되었다. Fig. 12와 같이 면판(Face plate)을 양면에 시공하고 일레스토머 핵심재료(Elastomer core material)로 폴리우레탄(Polyurethane)을 현장(In-situ)에서 주입하여 시공한다. 폴리우레탄의 비중은 강판대비 작지만 기존 구조와 면판사이의 간격으로 인해 굽힘 강성의 증가로 과대진동을 축소시킬 수 있다. 샌드위치패널의 효과를 파악하기 위해 기존 구조와 동일한 구조위에 시공하여 시험한 결과 전 주파수 대역에서 진동 에너지 소실로 상당한 소음레벨 감소가 확인되었다(Patinha et al., 2015).

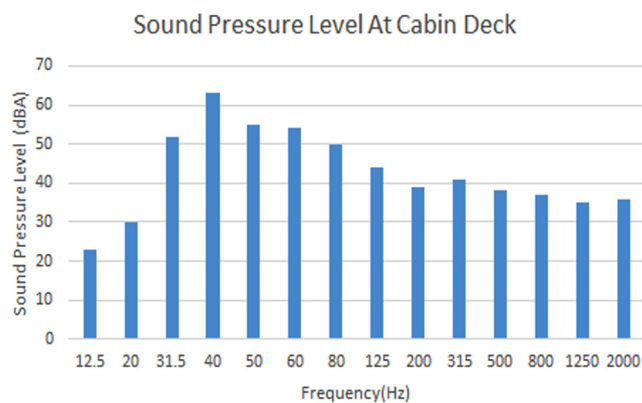


Fig. 11 Sound Pressure Level At Cabin Deck

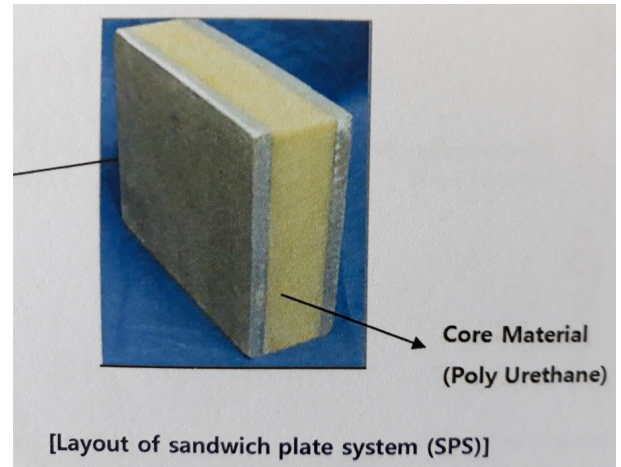


Fig. 12 Sandwich Panel

6.3 소음감쇠재 샌드위치패널(Sandwich panel) 시공

Fig. 13과 같이 기존 선저 구조에 페인트를 깨끗하게 제거 후 건조시킨 다음 선저판과 30mm 간격을 두고 선체 횡능골(Transverse beam) 사이사이에 5mm 면판(Face plate)을 용접하였다. 그런 다음 폴리우레탄 폼(Form)이 그 사이에 주입되어 4시간 동안 응고되었다.

프로펠러의 변동압력이 직접적으로 전달되는 프로펠러 직 상부 선체 횡능골(Transverse beam)과 강판(Steel plate)의 구조체계가 엄청난 크기의 압력을 견디기에는 상대적으로 취약하므로 선체 횡능골 사이에 Fig. 13과 같이 샌드위치 패널을 시공하여 선저 구조의 굽힘 강성을 증가시킴으로써 진동 에너지에 대한 진동 응답을 적절히 분산 소실시키는 것이 중요하다(Kim et al., 1997).

시험편 테스트를 통해 확인한 고주파 대역의 소음 감소치 10~15dB는 실제 시운전을 통해 최종 확인되었다.

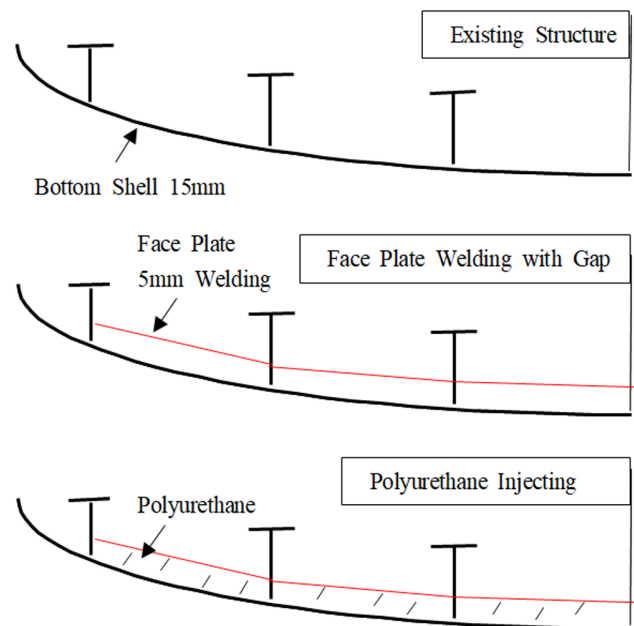


Fig. 13 Installation of Sandwich panel

7. 결 론

(1) 프로펠러 1차 기진력 성분 기진력과 선체구조 갑판의 고유진동수 공진으로 인한 9.3Hz 대역의 과대 진동을 줄이기 위해 갑판 중, 횡 거더(Transverse girder)의 부재치수와 높이를 증가시켰으나 강성증가에 비례하여 질량이 증가됨으로서 구조의 고유진동수 변화는 미세하였다. 결과적으로 진동레벨의 감소 또한 미미하였다.

(2) 거주구역 배치 상 어려움을 감수하고 갑판사이 기둥(Pillar)을 시공하여 갑판구조의 고유진동수 증가를 피하였지만 기둥(Pillar)지지 경계조건을 간과하여 충분한 고정지지 역할이 안 됨으로써 상하 갑판 간 서로 연결되어 같이 진동하는 갑판 연성진동(Coupled vibration)현상이 나타났으며 과대 진동레벨 감소도 역시 미미한 상태임이 확인되었다. 여객선은 근원적으로 중량 관점 최적구조설계가 된 박판의 경 구조이므로 구조보강으로 과대 진동을 저감시키는 것은 상당한 한계가 있음을 인식해야 한다. 그러나 중, 횡 거더(Girder)들의 스패ن(Span)을 줄이기 위해 양단에 상당히 큰 브래킷(Bracket)을 설치하면 질량 증가 없이 구조계의 강성을 증가시키게 되고 그럼 으로서 고유진동수를 높일 수 있는 방안이 될 수 있다.

(3) 좌, 우 프로펠러의 RPM차이로 인한 비팅(Beating) 현상을 제거하기 위해 프로펠러 위상조정체계(Synchro phase system)를 설치하여 양 프로펠러 RPM과 위상각을 조정한 결과 동일위상각(In-phase)의 경우 비팅이 제거되더라도 진동 레벨은 감소되지 않았다. 좌, 우 프로펠러의 위상각 차이를 45°로 유지한 역위상(Out-phase)경우 진동 레벨이 약 30% 저감됨이 확인되었다. 결과적으로 과대 진폭 7mm/s의 레벨은 5.0mm/s로 감소되었다.

(4) 프로펠러 기진력을 감소시키기 위해 프로펠러 직상부 갑판에 반대되는 주기적인 힘을 전달하는 모멘트 컴펜세이터(Moment compensator)를 설치하여 두 개의 편심 된 질량이 전동 장치에 의해 구동되며 좌, 우 각각 개별적으로 반작용력을 발생 시킨 결과 진동레벨은 40%이상 감소되었고 결과적으로 (3)항의 효과와 더불어 진동 레벨은 2.5-3.0mm/s로서 선급 규정치를 만족하는 수준으로 향상되었다.

(5) 고주파진동으로 인한 거주구역의 고체소음(Structure-borne noise)을 감소시키기 위해 프로펠러 직상부 외판에 샌드위치패널(Sandwich panel)을 설치하여 선급 규정치 55dB를 대부분 만

족하였으나 4-5개 선실은 최종 불만족 되어 최종 선주와 사양서(Specification) 요구사항 불충족으로 협상테이블에서 해결해야 했다.

이상에서 살펴본 바와 같이 고속 여객선의 경우 선급의 까다로운 요구 조건(Comfort class II)을 100% 만족시키기에는 너무나 많은 시간과 노력 및 비용이 소요되므로 가장 중요한 교훈은 선미 부 진동 레벨이 과대한 구역을 미리 검토하여 조기에 선주와의 협의를 통해 그 구역은 거주구역 배치를 피하고 창고, 기계실 등 진동, 소음 요구조건이 관대한 격실을 배치하는 것이 최상의 방안으로 판단된다. 또한, 본 연구의 귀중한 기술적 사례가 향후 건조될 여객선과 크루즈선의 성공적인 설계, 건조에 지침과 교훈이 될 수 있기를 기대한다.

후 기

본 논문은 여객선 진동/소음 분야 기술적 실패사례의 배경과 교훈을 정리한 귀중한 자료이며 여객선 인도를 위해 힘써 주신 모든 분들께 감사드립니다.

References

- Kim, K.-S., Kim, N.-S., Kim, K., 2012. Adjustment of the Moment Compensator Considering Hull Girder Mode. Proceedings of Korean Society for Noise and Vibration Engineering Fall Conference, 249-250.
- Kim, S.R., Kim, J.S., Kang, H.J., 1997. Method to Determine Structure-borne Noise Level From Machinery in Sea Application. Fifth International Congress On Sound Vibration, Acoustics Research Group, KIMM.
- Lab Manual, 2017. Simple Harmonic Motion. Ver. 20170413. General Physics Lab(International Campus), Department of Physics Yonsei University.
- Patinha, S., Cunha, F., Figueiro, R., Rana, S., Prego, F., 2015. Acoustical Behavior of Hybrid Composite Sandwich Panels. Key Engineering Materials, 634, 455-464. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.634.455>

Corrigendum to: Experimental Study on Hydraulic Performance of Perforated Caisson Breakwater with Turning Wave Blocks

In-Chul Kim^{ID*} and Ki-Chul Park^{ID*}

**Division of Architecture & Civil Engineering, Dongseo University, Busan, Korea*

논문 정정: 회파블록케이슨 방파제의 수리학적 성능에 관한 실험적 연구

김인철^{ID*} · 박기철^{ID*}

*동서대학교 건축토목공학부

Erratum to: Journal of Ocean Engineering and Technology 33(1), 61-67, February 2018
https://doi.org/10.26748/KSOE.2018.084

논문 정정: 한국해양공학회지 제33권 제1호, pp 61-67, 2019년 2월, https://doi.org/10.26748/KSOE.2018.084

위의 논문 63쪽의 Fig. 3(a)와 Fig. 3(b)의 그림이 서로 바뀌었기에, 아래와 같이 정정합니다.

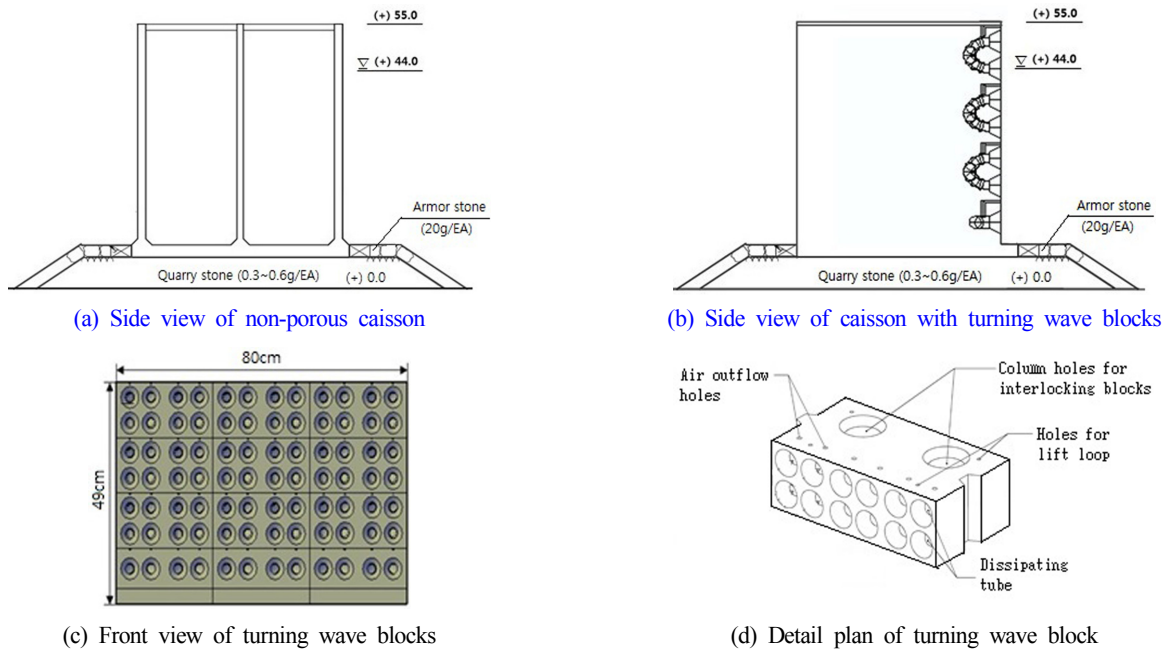


Fig. 3 Model setups for the wave flume tests

Received 11 March 2019, revised 11 April 2019, accepted 11 April 2019

Corresponding author In-Chul Kim +82-51-320-1818, cvkic@dongseo.ac.kr ORCID: http://orcid.org/0000-0001-8017-0664

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

An Experimental Method for Analysis of the Dynamic Behavior of Buoys in Extreme Environment ← (영문제목)

Gil-Dong Hong*, Gil-Dong Kim** and Gil-Dong Lee** ← (영문이름)

*Ocean Development System Laboratory, KORDI, Daejeon, Korea ← (영문소속: 소속명/지역명/국가)
yundai Heavy Industry Co. Ltd., Ulsan, Korea

극한 환경하의 부표 운동성능 모형시험기법 개발 ← (한글제목)

홍길동* · 김길동** · 이길동** ← (한글이름)

*한국해양연구원 해양개발시스템연구본부 ← (한글소속)
**현대중공업(주) 구조설계부

KEY WORDS: Buoy motion 부표운동, Mooring tension 계류삭 장력, Extreme environment 극한환경, ← (영문 국문)

ABSTRACT: An experimental method to investigate the dynamic characteristics of buoys in extreme environmental condition is established. Because the buoy model requires a reasonable size for accurate experiment, the test condition in model basin that satisfies the similarity law is hardly compatible with capability of test facilities. (중략)

(본문은 1단 또는 2단으로 작성, 심사완료 후 2단으로 편집됨.)

1. 서론

해양에서 다양한 목적으로 사용되는 부표의 효과적인 운용을 위해서는 부표의 안정성 및 적절한 운동성능의 확보가 필수적이며, 이들 성능의 평가를 위해서는 운동특성 및 계류장력의 파악을 위한 수조모형시험이 요구된다. (중략)

2. 극한조건의 상사

2.1 파랑조건의 상사

파랑특성은 파고 및 파주기에 의해 정의되며, 모형 축척비를 λ ← (수식편집기사용) 라고 할 때, 파고의 축척비는 λ , 파주기의 축척비는 $\sqrt{\lambda}$ ← (수식편집기사용) 가 된다. 시험수조에서 생성 가능한 파랑의 크기는 한정되어 있으며, 전세계적으로도 대형수조에 속하는 KRISO 해양공학수조의 파랑생성 범위는 파주기 0.5~5.0sec, 최대파고 80cm 이다(Hong, 2001; Kim and Lim, 2002; Park et al., 2003; Mike, 2004; Jordan and Brewerton, 2005; Brown et al., 2006).

Received 00 March 2012, revised 00 April 2012, accepted 00 April 2012

Corresponding author Gil-Dong Hong: +82-111-222-3333, gdhong@kriso.re.kr

© 2013, The Korean Society of Ocean Engineers

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of KAOST 2010 in Jeju. ← (논문투고규정 또는 Guide for authors 참조: 학술지 이외에 학술대회 논문, 연구보고서, 학술기사 등 모든 기발표 원고도 투고가 가능하나 투고원고에 상기와 같이 출처를 반드시 밝혀야 함.)

2.2 바람조건외의 상사

부표의 상하동요, 종동요, 횡동요의 3자유도 운동은 부표의 체적에 비례하는 복원력에 의해 일어나며, 복원력이 상사되기 위한 풍력의 상사는 다음의 관계식으로 표현된다.

$$F_M = F_P / \Lambda^3 \quad \leftarrow (\text{수식편집기사용}) \quad (\text{번호표시}) \Rightarrow (1)$$

여기서 첨자 M \leftarrow (수식편집기사용) 과 P 는 모형과 실부표를 각각 나타낸다.

힘의 작용점을 상사시키고, 식 (1)에 따라 풍력을 상사시키면 상하동요, 종동요의 (중략)

3. 표준형 등부표 모형시험

수심과 파고에서 모형 상사조건과 수조시험 조건이 상이한 것은 해양공학수조의 물리적 환경과 조파능력의 한계에 기인한다. 수심의 경우에는 실험 수심 20m에 상사하는 계류사의 중량을 수조시험 수심조건에 균일하게 분포시키고, 계류사의 강성을 스프링을 이용하여 상사시킴으로서(Jordan and Brewerton, 1982) 서로 다른 수심 조건의 차이를 극복하였다. (중략) 모형시험에 사용된 부표의 제원 및 특성은 Table 1과 같다.

Table 1 Computed wind and current forces on buoy models

Buoy	Wind		Current	
	Force [Kgf]	Center [m]	Force [Kgf]	Center [m]
LL-26(M)	5.714	0.588	5.508	0.536
LL-30	6.587	0.682	6.450	0.608
LS-35	3.796	0.395	4.131	0.159
LNBY-100	2.563	0.516	2.729	0.140

\leftarrow (Table은 영문으로 작성, 표기되는 기호는 수식으로 작성)

\leftarrow (Table은 설명내용과 분리하지 말고 원고 속에 설명내용에 이어서 삽입)

4. 모형시험 결과 및 해석

부표의 축대칭 특성에 기인하여 직선운동은 전후동요와 상하동요가 (중략) 크게 나타나는 것이 일반적이다. 주 운동인 전후동요, 상하동요, 종동요의 최대값(Maximum value)을 구하여 Fig. 1에 도시하였다. (중략)

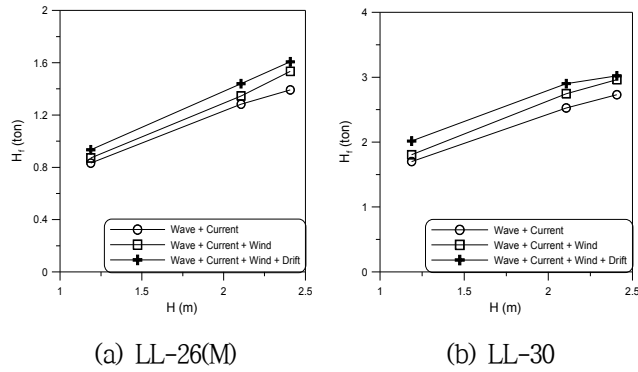


Fig. 1 Maximum height of tension forces acting on the mooring line at buoy

≡ (그림은 영문으로 작성)

≡ (Figure는 설명내용과 분리하지 말고 원고 속에 설명내용에 이어서 삽입)

5. 결 론

본 논문에서는 모형시험에서 부표의 동력학적 거동과 함께 계류삭의 장력을 조사하였으며, 모형시험 결과를 확장하여 극한 ……중략…… 이로부터 다음의 결론을 얻을 수 있다.

- (1) 조류력, 풍력 및 파랑표류력 성분에 대한 상사성을 만족하고, 이상으로 …… (중략) …… 추정할 수 있다.
- (2) LNBY-100을 제외하고는 설계와 시험 파랑조건의 차이가 커서 부표의 동력학적 거동을 추정하기 위한 외삽 시 대체로 과대 평가하는 경향이 있다.

후 기

본 연구는 해양수산부와 현대중공업(주)의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

All references should be listed at the end of the manuscripts, arranged in English Alphabet order. The exemplary form of listed references is as follows :

- 1) Single author : (Kim, 1998)
- 2) Two authors: (Kim and Lee, 2000)
- 3) Three or more authors: (Kim et al., 1997)
- 4) Two or more paper: (Lee, 1995; Ryu et al., 1998)

References, including those pending publications in well-known journals or pertaining to private communications, not readily available to referees and readers will not be acceptable if the understanding of any part of any part of the submitted paper is dependent upon them. Single or two authors can be referred in the text; three or more authors should be shortened to the last name of the first author, like smith et al.

- ① Write the reference in order of English alphabet 「a,b,c…」 (작성순서는 영어 알파벳 순)
- ② Do not drop all of authors involved. (관련저자(총 저자명)는 빠뜨리지 말고 모두 기입)
- ③ Refer to below examples (아래의 예제를 참조)
- ④ Journal names should not be abbreviated.

(example for proceedings) ⇒

Aoki, S., Liu, H., Sawaragi, T., 1994. Wave Transformation and Wave Forces on Submerged Vertical Membrane. Proceedings of International Symposium Waves - Physical and Numerical Modeling, Vancouver Canada, 1287-1296.

(example for journals) ⇒

Cho, I.H., Kim, M.H., 1998. Interactions of a Horizontal Flexible Membrane with Oblique Waves. Journal of Fluid Mechanics, 356(4), 139-161.

(example for books) ⇒

Schlichting, H., 1968. Boundary Layer Theory. 6th Edition, McGraw-Hill, New York.

(example for websites) ⇒

International Association of Classification Societies (IACS), 2010a. Common Structural Rules for Bulk Carriers. [Online] (Updated July 2010) Available at: <<http://www.iacs-data.org.uk/>> [Accessed August 2010]. ⇐ web document

Anglia Ruskin University, 2001. Anglia Ruskin University Library. [Online] Available at: <<http://libweb.anglia.ac.uk/referencing/harvard.htm>> [Accessed 12 Dec. 2012]. ⇐ website

참고문헌은 일반인이 접근할 수 있는 문헌이어야 함(예를 들어 사기업보고서는 외부인의 열람이 불가능하므로 참고문헌이 될 수 없음).

<주>

1. 모든 원고는 한글(Ver. 2005이상)과 MS Word(Ver. 2003이상)로 작성
2. 원고의 언어는 국문과 영문으로 한정 (기타 언어는 사용불가)
3. 국문 및 영문 원고양식 동일

General Information for Authors

Requirement for Membership

One of the authors who submits a paper or papers should be member of KSOE, except a case that editorial board provides special admission of submission.

Publication type

Manuscript is made up of scholarly monographs, technical reports and data. The paper should have not been submitted to other academic journal. Conference papers, research reports, dissertations and review articles can be submitted to JOET. When part or whole of a paper was already published to conference papers, research reports, dissertations, and review articles, then corresponding author should note it clearly in the manuscript. After published to JOET, the copyright of manuscript belongs to KSOE. (example) It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of KAOST 2010 in Jeju.

Manuscript submission

Manuscript should be submitted through the on-line manuscript website (<http://www.joet.org>). The date that corresponding author submits a paper through on-line website is official date of submission. Other correspondences can be sent by an email to the Editor in Chief. The manuscript must be accompanied by a signed statement that it has been neither published nor currently submitted for publication elsewhere. The manuscript should be written in English or Korean and a minimum standard of the proficiency in the English or Korean language should be met before submission to the editorial office.

Ensure that online submission or submission by e-mail text files are in a standard word processing format (Hangul or MS Word are preferred). Ensure that graphics are high-resolution. Be sure all necessary files have been uploaded/attached.

Submission checklist

See 'Authors' checklist' for details.

Research and Publication Ethics

Authorship of the paper

Authorship should be limited to those who have made a significant contribution to the conception, design, execution, or interpretation of the reported study. All those who have made significant contributions should be listed as co-authors. Where there are others who have participated in certain substantive aspects of the research project, they should be acknowledged or listed as contributors.

The corresponding author should ensure that all appropriate co-authors and no inappropriate co-authors are included on the paper, and that all co-authors have seen and approved the final version of the paper and have agreed to its submission for publication.

Hazards and human or animal subjects

If the work involves chemicals, procedures or equipment that have any

unusual hazards inherent in their use, the author must clearly identify these in the manuscript. If the work involves the use of animal or human subjects, the author should ensure that the manuscript contains a statement that all procedures were performed in compliance with relevant laws and institutional guidelines and that the appropriate institutional committee(s) has approved them. Authors should include a statement in the manuscript that informed consent was obtained for experimentation with human subjects. The privacy rights of human subjects must always be observed.

Fundamental errors in published works

When an author discovers a significant error or inaccuracy in his/her own published work, it is the author's obligation to promptly notify the journal editor or publisher and cooperate with the editor to retract or correct the paper. If the editor or the publisher learns from a third party that a published work contains a significant error, it is the obligation of the author to promptly retract or correct the paper or provide evidence to the editor of the correctness of the original paper.

Article structure

Manuscript must consist of as follow : (1)Title, (2)Author's name, (3)Key word, (4)Abstract, (5)Nomenclature description, (6)Introduction, (7)Body (analysis, test, results and discussion, (8)Conclusion, (9)Acknowledgements, (10)Reference, (11)Appendix, etc.

Abstract

A concise and factual abstract is required. The abstract should state briefly the purpose of the research, the principal results and major conclusions. An abstract should be written in around 300 words and is often presented separately from the article, so it must be able to stand alone. For this reason, References should be avoided, but if essential, then cite the author(s) and year(s). Also, non-standard or uncommon abbreviations should be avoided, but if essential they must be defined at their first mention in the abstract itself.

Keywords

Immediately after the abstract, provide a maximum of 5 or 6 keywords.

Unit

Use the international system units(SI). If other units are mentioned, please give their equivalent in SI.

Equations

All mathematical equations should be clearly printed/typed using well accepted explanation. Superscripts and subscripts should be typed clearly above or below the base line. Equation numbers should be given in Arabic numerals enclosed in parentheses on the right-hand margin. They should be cited in the text as, for example, Eq. (1), or Eqs. (1)-(3).

Tables

Tables should be numbered consecutively with Arabic numerals. Each table should be typed on a separate sheet of paper and be fully titled. All tables should be referred to in the text.

Figures

All the illustrations should be of high quality meeting with the publishing requirement with legible symbols and legends. In preparing the illustrations, authors should consider a size reduction during the printing process to have acceptable line clarity and character sizes. All figures should have captions which should be supplied on a separate sheet. They should be referred to in the text as, for example, Fig. 1, or Figs. 1-3.

Reference

All references should be listed at the end of the manuscripts, arranged in order. The exemplary form of listed references is as follows :

- 1) Single author : (Kim, 1998)
- 2)Two authors: (Kim and Lee, 2000)
- 3) Three or more authors: (Kim et al., 1997)
- 4) Two or more paper: (Lee, 1995; Ryu et al., 1998)

References, including those pending publications in well-known journals or pertaining to private communications, not readily available to referees and readers will not be acceptable if the understanding of any part of any part of the submitted paper is dependent upon them. Single or two authors can be referred in the text; three or more authors should be shortened to the last name of the first author, like smith et al.

Examples:

Reference to a journal publication:

Cho, I.H. and Kim, M.H., 1998. Interactions of a Horizontal Flexible Membrane with Oblique Waves. *Journal of Fluid Mechanics*, 356(4), 139-161.

Van der Geer, J., Hanraads, J.A.J., and Lupton, R.A., 2010. The Art of Writing a Scientific Article. *Journal of Science Communication*. 163, 51-59.

Reference to a book:

Strunk, W. and White, E.B., 2000. *The Elements of Style*, 4th Edition, Longman, New York.

Schlichting, H., 1968. *Boundary Layer Theory*. 6th Edition, McGraw-Hill, New York.

Reference to a proceeding:

Aoki, S., Liu, H. and Sawaragi, T., 1994. Wave Transformation and Wave Forces on Submerged Vertical Membrane. *Proceedings of International Symposium Waves - Physical and Numerical Modeling*, Vancouver Canada, 1287-1296.

Reference to a website:

International Association of Classification Societies (IACS), 2010a. Common Structural Rules for Bulk Carriers. [Online] (Updated July 2010) Available at: <http://www.iacs-data.org.uk/> [Accessed August 2010].

Journal abbreviations

Journal names should not be abbreviated.

Revised manuscripts

Manuscripts reviewed that require revision should be revised and uploaded with a response to the reviewer's comment at JOET editorial manger within two months. Otherwise, the manuscript will be considered as a new manuscript when and if it is resubmitted.

Proofs and reprints

Galley proofs will be provided as a PDF file to the author with reprint order and copyright transfer form. The author should return the corrected galley proofs within a week with the signed reprint order and copyright transfer form. Attention of the authors is directed to the instructions which accompany the proof, especially the requirement that all corrections, revisions, and additions be entered on the proofs and not on the manuscripts. Proofs should be carefully checked and returned to the JOET editorial office by e-mail if the changes are minimal. If the changes are extensive, proofs should be returned by fax only. Substantial changes in an article at this stage may be made at the author's expense. The reprint request form must be returned with the proof. Reprints should be made at the author's expense.

Peer review

Every manuscript received is circulated to three peer reviewers. The author's name and affiliation is disclosed during review process to reviewers. The review process can be repeated till three times if the request of revision is suggested by reviewers. If the re-review is repeated more than three times, it may not be considered for publication. If two reviewers do not agree to accept the journal, it may not be also considered for publication. Usually the first review process ends within one month. Statistical Review: If there are any complicated statistical analyses in the manuscript, it may be reviewed by statistical editor.

Manuscript Editing: The finally accepted manuscript will be reviewed by manuscript editor for the consistency of the format and the completeness of references. The manuscript may be revised according to the opinion of the manuscript editor.

Page charge

The charge per a paper for the publication is 150,000KRW(Express review service : 300,000KRW) up to 6 pages. Extra rate, 30,000KRW per page, will be charged for more than 6 pages. Page charge include forty copies of offprints. Offprints in color pages or extra copies of offprints will require actual expenses. The charge per a paper for the paper review is 40,000KRW. Rate for the express review service is 240,000KRW.

Editing checklist

See 'Authors' checklist' for details.

Transfer of copyright

Transfer of copyright can be found in submission homepage (<http://www.joet.org>).

Authors' Checklist

The following list will be useful during the final checking of an article prior to sending it to the journal for review. Please submit this checklist to the KSOE when you submit your article.

< Editing checklist >

- I checked my manuscript has been 'spell-checked' and 'grammar-checked'.
나의 원고에 오타 및 문법적 오류가 있는지 확인하였습니다.

One author has been designated as the corresponding author with contact details such as

- E-mail address
 - Phone numbers
- 최소한 한명의 저자는 교신저자로 지정되었으며, 다음의 연락처가 표기되었습니다.
- 이메일 주소
 - 전화 번호

I checked abstract 1) stated briefly the purpose of the research, the principal results and major conclusions, 2) was written in around 300 words, and 3) did not contain references (but if essential, then cite the author(s) and year(s)).

- 나는 초록이 1) 간결하게 연구의 목적, 주요 결과 및 결론을 포함하고 있음을 확인하였으며, 2) 300단어 내외의 단어로 구성되었음을 확인하였으며, 3) 참고문헌을 포함하고 있지 않음을 확인하였습니다 (꼭 필요시 참고문헌 삽입 가능).

- I provided 5 or 6 keywords.
나는 5-6개의 키워드를 사용하였습니다.

I checked manuscript consisted of as follow: 1) Title, 2) Author's name, 3) Key word, 4) Abstract, 5) Nomenclature description, 6) Introduction, 7) Body (analysis, test, results and discussion), 8) Conclusion, 9) Acknowledgements,

- 10) Reference, 11) Appendix, etc.
나는 원고가 다음의 순서로 구성되었음을 확인하였습니다: 1) 제목, 2) 저자명, 3) 키워드, 4) 초록, 5) 기호, 6) 서론, 7) 본문 (해석, 실험, 결과, 검토), 8) 결론, 9) 후기(사사), 10) 참고문헌, 11) 부록, 등.

I checked color figures were clearly marked as being intended for color reproduction on the Web and in print, or to be reproduced in color on the Web and in black-and-white in print.

- 나는 모든 컬러 그림이 컬러 웹이 또는 컬러(또는 흑백) 인쇄물에 잘 나타날 수 있도록 선명한 그림을 사용하였음을 확인하였습니다.

- I checked all table and figure captions were written in English.
나는 원고의 모든 표 제목과 그림 제목은 영문으로 작성되었음을 확인하였습니다.

- I checked all table and figure numbered consecutively in accordance with their appearance in the text.
나는 본문에서 나타나는 순서대로 표 번호 및 그림 번호가 지정되었음을 확인하였습니다.

I checked abbreviations were defined at their first mention there and used with consistency throughout the article.

- 나는 영문 약자를 원고의 첫 번째 사용에서 정의하였으며, 이후 원고에서는 동일한 약자를 사용하였음을 확인하였습니다.

- I checked that references were in the correct format for the journal (See 'Guide for Authors' for details).
나는 모든 참고문헌이 본 저널의 참고문헌 표기법(저자 가이드 참조)에 따라서 작성되었음을 확인하였습니다.

I checked all references mentioned in the Reference list were cited in the text, and vice versa.

- 나는 'References'에 존재하는 모든 참고문헌은 원고 본문에서 언급되었으며, 반대로 원고 본문에 언급된 모든 참고문헌은 'References'에 표기되었음을 확인하였습니다.

- I checked I used the international system units (SI) or SI-equivalent engineering units.
나는 SI 단위계 또는 공학적으로 인정되어지는 단위계를 사용하였음을 확인하였습니다.

< **Submission checklist** >

- I checked the work described has not been published previously (except in the form of an abstract or as part of a published lecture or academic thesis).
나는 본 원고의 내용이 초록, 단행본, 학위논문 등을 제외한 타 저널 등에 게재된 사실이 없음을 확인하였습니다.

- I checked when the work described has been published previously in other proceedings without copyright, it has clearly noted in the text.
나는 본 원고의 내용이 판권이 없는 프로시딩에 게재되었던 경우 이를 원고에서 명시하였음을 확인하였습니다.

- I checked permission has been obtained for use of copyrighted material from other sources (including the Web)
나는 웹을 포함하여 판권이 있는 자료의 사용 허가를 득했습니다.

- I have processed Plagiarism Prevention Check through reliable web sites such as www.kci.go.kr, <http://www.ithenticate.com/>, or <https://www.copykiller.org/> for my submission.
나는 논문 표절 유사도 검사를 마친 후 투고하였습니다.

- I agree that final decision for my final manuscript can be changed according to results of Plagiarism Prevention Check by JOET administrator.
나의 최종본 논문에 대한 JOET 자체적인 논문 표절 유사도 검토 결과에 따라 최종 판정이 변경될 수 있다는 사실에 동의합니다.

- I checked minimum one author is member of the Korean Society of Ocean Engineers.
나는 저자 중 1인 이상이 한국해양공학회 회원임을 확인하였습니다.

- I agreed all policies related to 'Ethical Code of Research' and 'Research and Publication Ethics' of the Korean Society of Ocean Engineers.
나는 연구출판정책과 연구윤리규정을 확인했으며, 준수할 것을 서약합니다.

- I agreed to transfer copyright to the publisher as part of a journal publishing agreement and this article will not be published elsewhere including electronically in the same form, in English or in any other language, without the written consent of the copyright-holder.
나는 한국해양공학회지의 저작권 정책에 동의하며, 저작권 위임동의서를 제출하겠습니다.

- I made a payment for reviewing of the manuscript, and I will make a payment for publication on acceptance of the article.
나는 심사료를 납부하였으며, 논문 게재 확정 후 게재료를 납부하겠습니다.

- I have read and agree to the terms of Author's Checklist.
나는 저자 체크리스트 모든 조항을 검토하였으며, 모든 조항에 동의합니다.

Title of article :

Date of submission : DD/MM/YYYY

Corresponding author : signature

Email address :

※ Print and sign completed form. Fax(+82 51 759 0657) or E-mail scanned file to ksoehj@ksoe.or.kr

Research and Publication Ethics

Authorship of the paper

Authorship should be limited to those who have made a significant contribution to the conception, design, execution, or interpretation of the reported study. All those who have made significant contributions should be listed as co-authors. Where there are others who have participated in certain substantive aspects of the research project, they should be acknowledged or listed as contributors.

The corresponding author should ensure that all appropriate co-authors and no inappropriate co-authors are included on the paper, and that all co-authors have seen and approved the final version of the paper and have agreed to its submission for publication.

Hazards and human or animal subjects

If the work involves chemicals, procedures or equipment that have any unusual hazards inherent in their use, the author must clearly identify these in the manuscript. If the work involves the use of animal or human subjects, the author should ensure that the manuscript contains a statement that all procedures were performed in compliance with relevant laws and institutional guidelines and that the appropriate institutional committee(s) has approved them. Authors should include a statement in the manuscript that informed consent was obtained for experimentation with human subjects. The privacy rights of human subjects must always be observed.

Fundamental errors in published works

When an author discovers a significant error or inaccuracy in his/her own published work, it is the author's obligation to promptly notify the journal editor or publisher and cooperate with the editor to retract or correct the paper. If the editor or the publisher learns from a third party that a published work contains a significant error, it is the obligation of the author to promptly retract or correct the paper or provide evidence to the editor of the correctness of the original paper.

Ethical Codes of Research

for The Korean Society of Ocean Engineers [1, Nov. 2008 amended]

All members of The Korean Society of Ocean Engineers, by observing the following codes of conduct and regulations regarding research in the field, will contribute to the development of ocean engineering and the security and prosperity of the society and the nation, thus holding our honesty, reputation and authority in the highest standards.

A. Foundational Spirit

1. We make a contribution to mutual prosperity of mankind through ocean development, using the knowledge and technique in the field of ocean engineering.
2. We contribute to fostering the good spirit of citizenship by conducting responsible research.
3. We make efforts to enhance our authority and competitiveness as experts in ocean engineering.

B. Fundamental Canons

1. We consider the public security and welfare as a top priority and conform to the principle of sustainable use of ocean in conducting our research.
2. We promote professional development through performing proper research and provide young researchers with the opportunities to develop professionally.

3. We respect the public values such as honesty, accuracy, efficiency and objectivity in offering services such as providing expertise or disclosing research results.
4. We do not have unfair competitions with others and solve problems with objective information and processes when there is a clash of interests.
5. We raise common issues only through objective and fair methods.

C. Practical Platforms

1. We consider the public security and welfare as a top priority and conform to the principle of sustainable use of ocean in conducting our research.
 - (a) We must acknowledge the fact that the life, security, health and welfare of the public have an absolute reliance over our products such as structures, equipments and machines that are given thought to and made into decision by engineers.
 - (b) We must not propose or approve research plans which cause harm to the public health and welfare.
 - (c) We must conform to the principle of sustainable use of ocean to enhance the quality of the public life and endeavor to improve the ocean environment.
2. We promote professional development through performing proper research and provide young researchers with the opportunities to develop professionally.
 - (a) As we build our career, we must continue to acquire new knowledge and promote intellectual development by keeping track of research results, organizing research methods and raising necessary issues voluntarily.
 - (b) We must be thoroughly honest to the contributions from cooperators, competitors and predecessors and utilize them for our professional development.
 - (c) We, as administrators, must supervise young researchers in a fair manner and, as their advisors, must assist them sincerely to grow into socially recognized members.
3. We respect the public values such as honesty, accuracy, efficiency and objectivity in offering services such as providing expertise or disclosing research results.
 - (a) When we offer service under our responsibility that involves providing professional knowledge, we must act according to professionalism as a commissioner, trying to prevent waste of resources and reporting objective facts, trustworthy data and accurate research results.
 - (b) We prohibit any fraudulent acts in conducting research such as fabrications, forgeries and plagiarism.
 - (c) We must admit our mistakes or errors when they are verified and must not try to justify them by distorting facts or data.
4. We do not have unfair competitions with others and solve problems with objective information and processes when there is a clash of interests.
 - (a) We must not distort the professional, academical qualifications of ourselves and coworkers. We must not fabricate or exaggerate our positions or authorities of the past achievements.
 - (b) Our papers must contain facts and no exaggeration that are contributed to media sources. When publishing a paper or a report which involves multiple researchers, we must allocate authors based on their levels of contributions and mention every person and institution that is concerned and provided assistance.
 - (c) We must not criticise others' achievements in an irresponsible manner by intentionally distorting their professional reputation, prospects and character in both direct and indirect ways.
 - (d) When a clash of interests occur, we must organize a committee composed of authoritative experts in the field and fairly solve the problem based on objective facts and data.
5. We raise common issues only through objective and fair methods.
 - (a) We must be thoroughly objective and honest when submitting expert reports or policy proposals and include relevant, sufficient and appropriate information.

- (b) When addressing public issues through open debates or forums, we must provide opinions based on objective facts and data and must not cause harm to the public interest by making groundless argument or being involved in private interests with others.
 - (c) We must be honest when explaining our business and its advantages, and must not try to meet our interests by damaging professional honor and coordination with coworkers.
6. All members of The Korean Society of Ocean Engineers must abide by the ethical codes of research stated above.

D. The Scope of Manuscript

1. Manuscripts include papers, technical reports and commentaries, and papers must be the ones that are not released in other journals.
2. "Journals" are the ones that have an appropriate screening of submitted theses and that are published on a regular basis.
3. All manuscripts other than the ones stated in the previous clause can be submitted such as conference papers, research reports, diploma papers and academic articles, provided that their sources are stated according to the 3rd clause of The Regulations on Paper Submission in The Journal of the Korean Society of Ocean Engineers.

E. The Definitions and Types of Fraudulent Acts in Research

1. "Fraudulent acts in research" include all affairs that violates ethical codes of research: fabrications, forgeries, plagiarism, overlapping publications and unfair marking of writers which may occur in every phase of research process, such as in a proposal, conducting, a report or presentation of research results.
2. "Fabrication and forgeries" refers to an act of distorting the content or outcome of research by making up false data or results.
3. "Plagiarism" refers to an act of unfairly employing all research results, such as others' publications, research proposals, ideas, hypotheses and theories, without a fair approval or quotation.
4. "Overlapping publications" refers to two writings published in different media sources that are totally identical in their contents or share the major contents. It is also the case of overlapping publication where the paper published later contains a slightly different viewpoint, yet contains the same or slightly different analysis on the same data from the previous paper.
5. "Unfair marking of writers" refers to an act of unfairly gaining reputation by pretending to be a real author of a paper without any participation in research.
6. Fraudulent acts also include a behavior of intentionally disturbing investigations regarding assumed misconducts in research or inflicting an injury on an informant.
7. "Other fraudulent acts in research" refers to all affairs that are generally accepted as the violations to ethical codes of research in the academia.

F. Screening System, Processing Criteria and Procedure

1. Screening System
 - (a) Authors must submit a "consent form of delegation of copyright" which necessitates an author's confirmation on any violations to ethical codes of research.
 - (b) When inspectors raise question on any violations to ethical codes of research, The Committee of Ethical Codes of Research determines its/their compliance to the regulations after examining all materials concerned and giving the contributor a chance to defend him/herself.
 - (c) When any violations to ethical codes of research are found while screening or editing (after the insertion of a paper in an academic magazine), The Committee of Ethical Codes of Research determines its/their compliance to the regulations after giving the contributor a chance to defend him/herself.
 - (d) When any violations to ethical codes of research are called into question after a paper is published, The Committee of Ethical Codes of Research determines its/their compliance to the regulations after giving the

contributor a chance to defend him/herself.

2. Processing Criteria

- (a) All processing criteria regarding fraudulent acts in research follow the regulations and detailed rules for operation of The Committee of Ethical Codes of Research of this society.

3. Processing Procedure

- (a) When any affair is determined as a violation to the ethical codes of research in the phase of submission or screening, The Editing Commission should report it to The Committee of Ethical Codes of Research.
- (b) When any affair is determined as a violation to the ethical codes of research after the insertions of a paper in an academic magazine, The Committee of Ethical Codes of Research should immediately cancel its publication and notify the cancellation to the author/s

G. Ethical codes of Editing

1. The editor must a strong sense of ethics regarding the codes of conduct in research and in publication. Also, he/she must not have any personal interests with others in the process of edition.
2. The editor must thoroughly keep security in all matters related to the contribution of manuscripts, screening and publication.
3. The editor must be well-informed about the violations to ethical codes of research and make a neutral and impersonal judgement when he/she found any violations.

Supplementary Provisions

1. Regulations stated above are enacted after 1 Nov. 2008. For the manuscripts contributed in academic magazines before 1, Nov. 2008, the 3rd clause in “D” is not applied. Also, they are not interpreted as violations to the ethical codes of research even if they did not stated their source in the journal of this society.
2. Also, for the papers applicable to the clause “D” or “E”, the writer/s can take measures such as “cancellation of a paper” based on their judgement, or “rejection of screening” if the paper is under screening.

1, Nov. 2008

The Korean Society of Ocean Engineers

[31, May 2007 enacted]

[1, Nov. 2008 amended]

Publishing Agreement

Article details

Article :
Corresponding author :
E-mail address :
DOI :

YOUR STATUS

I am one author signing on behalf of all co-authors of the manuscript.

ASSIGNMENT OF COPYRIGHT

I hereby assign to Korean Society of Ocean Engineers, the copyright in the manuscript identified above and any tables, illustrations or other material submitted for publication as part of the manuscript (the "Article"). This assignment of rights means that I have granted to Korean Society of Ocean Engineers the exclusive right to publish and reproduce the Article, or any part of the Article, in print, electronic and all other media (whether now known or later developed), in any form, in all languages, throughout the world, for the full term of copyright, and the right to license others to do the same, effective when the Article is accepted for publication. This includes the right to enforce the rights granted hereunder against third parties.

SCHOLARLY COMMUNICATION RIGHTS

I understand that no rights in patents, trademarks or other intellectual property rights are transferred to the Journal owner. As the author of the Article, I understand that I shall have: (i) the same rights to reuse the Article as those allowed to third party users of the Article under the CC-BY-NC License, as well as (ii) the right to use the Article in a subsequent compilation of my works or to extend the Article to book length form, to include

I have read and agree to the terms of the Journal Publishing Agreement.

Corresponding author :

name

signature

Print and sign completed form. Fax(+82 51 759 0657) or E-mail scanned file to : ksoehj@ksoe.or.kr
(Papers will not be published unless this form is signed and returned)

the Article in a thesis or dissertation, or otherwise to use or re-use portions or excerpts in other works, for both commercial and non-commercial purposes. Except for such uses, I understand that the assignment of copyright to the Journal owner gives the Journal owner the exclusive right to make or sub-license commercial use.

USER RIGHTS

The publisher will apply the Creative Commons Attribution-Noncommercial Works 4.0 International License (CC-BY-NC) to the Article where it publishes the Article in the journal on its online platforms on an Open Access basis.

The CC-BY-NC license allows users to copy and distribute the Article, provided this is not done for commercial purposes and further does not permit distribution of the Article if it is changed or edited in any way, and provided the user gives appropriate credit (with a link to the formal publication through the relevant DOI), provides a link to the license, and that the licensor is not represented as endorsing the use made of the work. The full details of the license are available at <http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/legalcode>.

REVERSION OF RIGHTS

Articles may sometimes be accepted for publication but later rejected in the publication process, even in some cases after public posting in "Articles in Press" form, in which case all rights will revert to the author.

한국해양공학회지(JOET) 논문투고규정 (2016. 10. 20 개정)

1. 본 학회지에 투고하고자 하는 사람은 한국해양공학회 회원임을 원칙으로 하며 공저인 경우에는 적어도 1인 이상이 회원이어야 한다. 단, 본 학회의 편집위원회가 특별히 인정한 사람은 예외로 한다.
2. 원고는 학술논문, 기술보고 및 자료를 포함하고, 학술논문의 경우 다른 학술지에 게재되지 않은 것이라야 한다. 학술지라 함은 투고 논문에 대한 적절한 심사체계와 주기적 발간이 이루어지는 저널(Journal) 등을 의미한다. 학술지 이외의 학술대회 논문, 연구 보고서, 학위논문, 학술기사 등 모든 원고는 투고가 가능하다. 또한 본 학회지에 게재되면 본 학회 편집위원회의 서면승인 없이 타학술지에 전부 또는 일부가 동일형식으로 발표되어서는 안되며, 저작권은 학회에 귀속된다.
3. 투고논문 중 학술지 이외의 학술대회 논문, 연구보고서, 학위논문, 학술기사 등의 경우는 각주를 통해서 아래 예와 같이 원고 전체 혹은 부분이 출판되었음을 명시하여야 한다.
예) 본 논문은 2008년 제주도에에서 개최된 한국해양과학기술협의회 공동학술대회에서 발표된 논문을 근간으로 하고 있음을 밝힙니다.
4. 원고는 인터넷 상에서 WebReview 시스템을 이용하여 제출하여야 하며 이때 본 학회의 논문투고양식(template)에 맞도록 한글(Hangul) 또는 MS 워드(MS Word) 파일을 첨부로 제출하여야 한다. 원고접수 시 소정의 심사료를 납부하여야 한다. 또한 저작권 위임동의서를 학회 사무국으로 제출하여야 한다.
5. 원고가 인터넷 상에서 접수된 날을 접수일자로 한다.
6. 원고의 채택여부는 논문심사규정에 따라 정한다.
7. 학회지에 게재될 원고의 규정면수는 6면 이내이고, 규정면수를 초과할 때 저자는 소정의 게재료 이외에 초과분에 대한 게재료를 납부하여야 한다.
8. 논문원고의 체제는 다음을 원칙으로 한다. (1)제목, (2)저자명, (3)주요기술용어(Key Words), (4)영문초록, (5)기호설명, (6)서론, (7)본론(이론해석, 실험방법, 결과, 결과의 해석, 고찰), (8)결론, (9)후기, (10)참고문헌, (11)부록, 기타
9. 상세한 편집 방법은 한국해양공학회지(JOET) 템플릿을 따른다.
10. 원고에 포함될 도표 및 사진은 한글 또는 MS워드에서 처리가 가능하여야 하며 그 선명도에 대한 책임은 저자가 진다.
11. 원고 내용 및 탈오자의 책임은 저자가 진다.
12. 편집위원회는 본 학회의 논문투고규정을 따르지 않는 원고에 대하여 심사 및 게재를 거부할 수 있다.
13. 기타 본 규정에 명시되지 않은 사항(투고분야 포함)은 본 학회 편집위원회의 결정에 따른다.
14. 학회는 저자에게 별쇄본을 제공하지 않는 것을 원칙으로 하나, 필요한 경우는 저자가 실비를 부담하여야 한다.

한국해양공학회지

제33권 제2호(통권 제147호)

인쇄: 2019년 4월 26일

발행: 2019년 4월 30일

발행인: 윤종성

편집인: 정준모

발행소: 사단법인 한국해양공학회

부산광역시 동구 중앙대로 180번길 13, 1302호 (초량동 프레지던트오피스텔)

전화: (051)759-0656 FAX: (051)759-0657

담당: 사무국장 이희진

E-mail: ksoehj@ksoe.or.kr

Homepage: www.ksoe.or.kr

인쇄소: 한림원(주)

서울특별시 중구 퇴계로51길 20 1303(오장동, 넥서스타워)

전화: (02)2273-4201 FAX: (02)2179-9083

E-mail: hanrim@hanrimwon.co.kr



사단법인 **한국해양공학회**
The Korean Society of Ocean Engineers